

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení 338



**Návrh pneumatického obvodu pro řízení přímočarého
vratného pohybu elektrody**

**Design of Pneumatic Circuit for Straight-Line
Reciprocating Motion Control of Electrode**

Student:

Bc. Jaroslav Krutil

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.

Ostrava 2009

Poděkování:

Tímto bych chtěl poděkovat zejména Ing. Lukáši Dvořákovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a připomínky při tvorbě této diplomové práce.

Dále bych rád poděkoval celé mé rodině za podporu při studiu na VŠB – TU Ostrava.

Děkuji.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.

- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o veřejných školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

Plné jméno

Adresa trvalého pobytu :

Loučka 215
75644 Loučka
Česká republika

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KRUTIL, J. *Návrh pneumatického obvodu pro řízení přímočarého vratného pohybu elektrody*. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení - 338, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 53 s. Diplomová práce, vedoucí: Dvořák, L.

Diplomová práce se zabývá problematikou řízení vratného pohybu elektrody při zapalování plazmového hořáku. Zaměřuje se především na možné varianty řešení ovládacího systému, jakožto nejdůležitější část celého systému. Práce se skládá z teoretické části, která obsahuje popis zadaného systému a současného stavu řešení. Dále pak obsahuje zvolené řešení systému s využitím pneumatických mechanismů a porovnání tohoto řešení s dalšími alternativními způsoby provedení daného zařízení. Práce obsahuje i praktické ověření funkce navrženého obvodu. Celý dokument je doplněn výkresovou dokumentací.

ANNOTATION OF THESIS

KRUTIL, J. *Design of Circuit for Straight-Line Reciprocating Motion Control of Electrode*. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Systems- 338, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 53 p. thesis deals, head: Dvořák, L.

Thesis deals with management doorman movement when the ignition electrode plasma torch. It focuses primarily on possible variants of solving the control system, as the most important part of the system. The work consists of a theoretical part, which contains a description of a given system and the status quo solution. Furthermore, it contains a solution system using pneumatic mechanisms and compare this solution with other alternative ways of implementing the devices. Work includes practical verification of the proposed circuit functions. The entire document is accompanied by the drawing documentation.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

1. ÚVOD	1
1.1. Význam pneumatických mechanismů	1
1.2. Vlastnosti pneumatických mechanismů	4
1.3. Vlastnosti stlačeného vzduchu	7
1.4. Základní parametry pneumatických mechanismů.....	8
2. POPIS ZADANÉHO PROBLÉMU A SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÍ	11
2.1. Směry využití plazmových systémů	11
2.2. Plazma v procesu zapálení práškových směsí	11
2.3. Plazmatron	11
2.4. Konstrukční provedení plazmatronu	12
3. NÁVRH PNEUMATICKÉHO OBVODU SE SPECIFIKACÍ PRVKŮ	15
3.1. Požadavky na řídicí obvod pro řízení pohybu elektrody	15
3.2. Popis a parametry dimenzovaného pneumatického motoru	16
3.3. Popis funkce pneumaticky řízeného obvodu	17
3.4. Výpočet spotřeby vzduchu	20
3.5. Kontrola propustnosti obvodu	24
3.6. Schéma pneumaticky řízeného obvodu	26
3.7. Specifikace prvků použitých v pneumaticky řízeném obvodu	27
3.8. Specifikace prvků za sortimentu firmy SMC	28
4. PRAKTICKÉ OVĚŘENÍ FUNKCE NAVRŽENÉHO OBVODU	37
4.1. Popis měření	37
4.2. Ovládací část	38
4.3. Měřicí přístroj	38
4.4. Měření pomocí rozvaděče firmy Bosch Rexroth TC08	40
4.5. Měření pomocí rozvaděče firmy Festo JH-5-1/8	41
5. ALTERNATIVNÍ VARIANTY ŘEŠENÍ	42
5.1. Řešení pomocí fluidního svalu MAS	42
5.1.1. Konstrukční provedení systému s využitím svalu MAS.....	43
5.1.2. Výpočet a volba rozměrů fluidního svalu.....	45
5.1.3. Vykalkulované parametry ze softwaru Festo MuscleSIM.....	46
5.1.4. Uložení fluidního svalu v mechanismu	47

5.2. Řešení pomocí přímočarého krátkozdvížného pneumatického motoru	47
5.3. Řešení pomocí hydromotoru pro kývavý pohyb	48
6. ZÁVĚR	50
7. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	51
8. SEZNAM PŘÍLOH.....	53

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

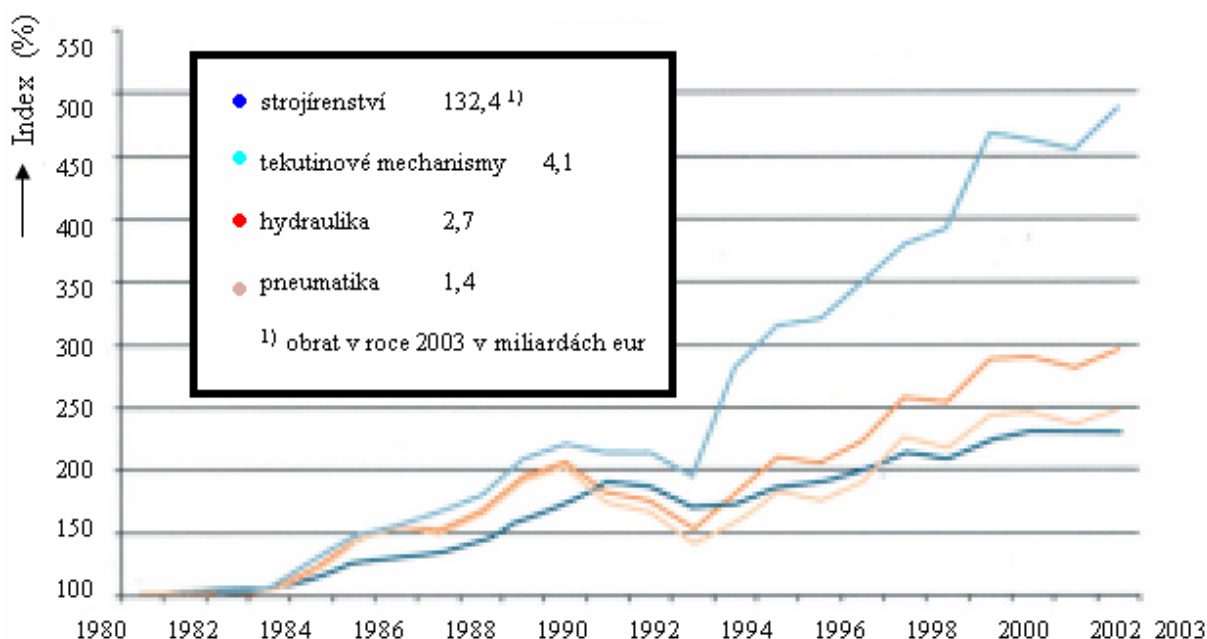
a	$[m.s^{-2}]$	zrychlení
d	$[mm]$	průměr pístnice
D	$[mm]$	průměr pístu
D_N	$[mm]$	jmenovitá světlost
E	$[MPa]$	modul pružnosti oceli v tahu
F	$[N]$	síla
h	$[mm]$	zdvih
K	$[MPa]$	modul stlačitelnosti vzduchu
l_i	$[mm]$	délka i-té hadice
m	$[kg]$	hmotnost elektrody
p	$[MPa]$	pracovní tlak
p_{abs}	$[MPa]$	absolutní tlak
p_N	$[MPa]$	tlak při normálních podmínkách
Δp_a	$[MPa]$	tlakový spád potřebný pro rozběh pneumomotoru
Q	$[m^3.s^{-1}]$	průtok
Q_N	$[m_N^3.s^{-1}]$	průtok přepočtený na normální podmínky
Q_{Ne}	$[dm_N^3.min^{-1}]$	jmenovitý ekvivalentní průtok
S_l	$[m^2]$	plocha na pístu
t	$[s]$	čas přestavení pneumomotoru
t_r	$[s]$	doba rozběhu a brždění
v	$[m.s^{-1}]$	rychlost
V_c	$[m^3]$	objem vzduchu na jeden pracovní cyklus
V_{cN}	$[m^3]$	objem vzduchu na jeden pracovní cyklus přepočtený na normální podmínky
V_v	$[m^3]$	objem vzduchu při jednom zdvihu motoru
r	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	plynová konstanta
χ	$[-]$	adiabatický exponent
ρ	$[kg.m^{-3}]$	hustota
ω_0	$[rad.s^{-1}]$	vlastní frekvence pneumomotoru se zátěží
η	$[N.s.m^{-2}]$	dynamická viskozita
ν	$[m^2.s^{-1}]$	kinematická viskozita

1. Úvod

1.1 Význam pneumatických mechanismů

Pneumatické mechanismy jsou spolu s mechanismy hydraulickými, elektrickými a tuhými využity jako hlavní prostředky při konstrukci nejrozmanitějších druhů strojů a výrobních zařízeních. Ve srovnání s ostatními uvedenými mechanismy mají řadu kladů. Dále má výroba pneumatických prvků stále vzestupnou tendenci a to i přes rostoucí trend modernizace hydraulických mechanismů a výrazný podíl jejich elektronizace.

V zemích s náklady na pracovní sílu mezi nejvyššími na světě má zvlášť velký význam průmyslová automatizace. Zde se také nejvíce projevuje přínos pneumatiky, jejíž podíl jako dílčího oboru v rámci průmyslu tekutinových mechanismů také stále roste. Nepřetržitý růst počtu prodaných jednotek i dosahovaného obrátu je dokladem skutečnosti, že pneumatika jako obor velmi dobře plní požadavky kladené na automatizační techniku, které je nyní v mnoha oblastech průmyslu nepostradatelnou součástí. Zatímco před asi dvaceti lety byl obrat na trhu s pneumatikou jen o něco málo větší než 20 % obrátu v oboru hydrauliky, nyní je to již asi 50 %. Protože jde o poměrně nový obor, rostl rychleji než jiné. V Německu např. v období od roku 1980 do roku 2003 narostl jeho obrat na pozoruhodných 487 % původního stavu, tedy více než dvojnásobně v porovnání s indexem růstu německého strojírenství jako celku (obr.1.1) [11].



Obr. 1.1: Obrat ve vybraných odvětvích na trhu v Německu (bez vlivu inflace)

Aplikační oblasti u pneumatických mechanismů jsou velice rozsáhlé a lze je jen těžko vyjmenovat. Využívají se ve všech odvětvích strojírenství při konstrukci výrobních strojů, manipulačních a dopravních zařízení a robotů, balících a montážních zařízeních, strojů pro báňský a metalurgický průmysl, strojů pro stavebnictví atd. [1].

Hydraulické a pneumatické mechanismy mají v některých aplikacích nezastupitelné místo. Jsou to hlavně nejruznější montážní linky v elektrotechnickém průmyslu, výrobní a montážní linky v automobilovém průmyslu, linky pro sklářský průmysl, balící a transportní linky v potravinářském a farmaceutickém průmyslu a mnohé další. V těchto aplikačních oblastech mají také své místo vakuové mechanismy [1].

Je třeba zdůraznit konstrukční a koncepční podobnost hydraulických a pneumatických mechanismů. Zásadní rozdíl mezi těmito mechanismy je hlavně v nositeli energie, výši pracovního tlaku, která se u pneumatických mechanismů pohybuje do max. hodnoty 1 MPa. Naproti tomu u hydraulických mechanismů je asi 40 MPa. K tomu je třeba dodat větší průnik elektroniky do řízení a to jak prvků tak i celých systémů [1].

U pneumatických mechanismů lze také jmenovat podstatně větší sortiment vyráběných pneumatických prvků, které v různých provedeních dosahuje u výrobců (Festo, Bosch, Norgren, SMC) až několik set tisíc typorozměrů. Členitost sortimentu pneumatických prvků se dá nejlépe vystihnout pomocí přímočarých pneumomotorů, které se vyrábějí nejen s průřezem pístu kruhový, obdélníkový, čtvercový a dokonce i oválný. Právě tento široký sortiment pneumatických prvků vytváří vhodné podmínky pro nejruznější aplikace pneumatických mechanismů [1].



Obr. 1.2: Příklady pneumatických prvků

Tlak, s jakým se prosazují požadavky na integraci všech relevantních komponent – mechanických (vedení, zarážky, tlumiče nárazů), elektrických (snímače, akční členy) i signálových (komunikační rozhraní, decentralizované zpracování dat) – do stále kompaktnějších pneumatických produktů, neustává. Výsledkem je rozšiřování funkčních schopností produktů doprovázené poklesem nákladů na jejich montáž i zástavbu. Současně je možné zavádět různé funkce sledování stavu pneumatických produktů umožňující, v kombinaci s dostupným výpočetním výkonem, soustavně sledovat a diagnostikovat jejich stav.

Základní inovační trendy v oblasti pneumatických prvků a systémů, zajišťované v uplynulých letech a s předpokládaným zaměřením v letech následujících intenzivním vývojem lze shrnout takto:

1) Miniaturizace prvků a jejich stavebnicové řešení:

Požadavky na co největší hustotu integrace při konstrukci strojů vedou ke stále kompaktnějším montážním celkům, které vyžadují stále menší a současně výkonnější pneumatické produkty. Pneumatika zde těží z rozvoje techniky mikrosystémů. Litografické metody, galvanická tvorba povrchů a prostorové leptání křemíku umožňují vytvářet např. miniaturní ventily s vestavěnými hybridními senzory. Miniaturní ventily lze např. řídit při použití různých fyzikálních principů, jako elektrostatického nebo piezoelektrického jevu, tepelné roztažnosti materiálů apod. Úspěchy při miniaturizaci dovolují vyhovět např. všeobecným integračním trendům [1].

2) Zvyšování účinnosti a optimalizace používaných materiálů:

Úspěchy dosahované při automatizačních řešeních, jak je umožňuje nabídka integrovaných funkcí, ovšem současně vyostřují konkurenci mezi pneumatikou a jinými způsoby pohonu. Zde se pneumatika musí zřetelně diferencovat od elektrických pohonů a zdůrazňovat své přirozené přednosti, tj. zejména snadnou manipulaci a velmi dobrý poměr ceny k realizovanému výkonu. Nestačí jen využít celý její výkonnostní potenciál, ale také je nutné s ním srozumitelně seznamovat potenciální uživatele, a to včetně nových ovládacích obvodů a inteligentního řízení. Se zvyšováním účinnosti pneumatiky souvisí také vývoj v oblasti těsnění, zejména s ohledem na jeho správnou činnost po celou dobu provozního života produktů. Při známých vlastnostech použitého materiálu lze v současné době vypočítat a zobrazit průběh opotřebení těsnění v čase. Díky tomu je možné najít optimální tvar těsnění a určit provozní dobu života produktu [1].

3) Vylepšování systémového řešení řízení prvků s důsledným uplatňováním nejnovějších poznatků elektroniky a počítačového řízení:

Ohromný nárůst výkonnosti procesorů a mikroprocesorů umožnil vznik softwarových nástrojů podporujících všechny fáze procesu vývoje, od prvotního vyhledání informací, přes návrh rozměrů a pevnostní výpočty až po zobrazení a předvedení činnosti produktu nebo systému s použitím prostředků virtuální reality. Současné nástroje jsou přínosné zejména tím, že umožňují navzájem propojit činnosti dříve probíhající odděleně. Postupy analýzy namáhání dílů metodou konečných prvků (FEM) a simulace systémů tvořených větším počtem těles lze např. spojit na jedné straně se systémy pro číslicovou simulaci s cílem popsat výsledné dynamické vlastnosti navrhované konstrukce, a na druhé straně s nástroji pro modelování proudění a tlakových polí (CFD) [1].

1.2 Vlastnosti pneumatických mechanismů

Neustále se rozšiřující využití pneumatických mechanismů při konstrukci moderních a výkonných strojů a zařízení, a to i s přihlédnutím k jiným typům mechanismů (hydraulickým, elektrickým), které rovněž zaznamenávají vysoký stupeň modernizace, svědčí o velké řadě výhod a předností pneumatických mechanismů před uvedenými mechanismy hydraulickými a elektrickými a také před mechanismy tuhými [1].

Nejdůležitější výhody jsou hlavně v oblasti konstrukční a provozní:

- výroba stlačeného vzduchu v průmyslových závodech je zpravidla centrální s možností dobré účinnosti a zabezpečení péče o jeho jakost. Využití mobilních kompresorových stanic zase umožňuje využívat pneumatické mechanismy i tam, kde není k dispozici elektrická energie;
- rozvod stlačeného vzduchu se děje jediným vodičem (trubky, hadice) s jednoduchým a nenáročným připojováním. Po předání energie v mechanismu je vzduch vyfukován do ovzduší, což může zlepšovat větrání a ochlazování pracovních prostorů. Rozvod elektrické energie je proti tomu náročný na orientaci zapojení (nulování, uzemnění) na kvalitu izolace a na dodržení přísných bezpečnostních předpisů. Rozvod hydraulického energie potřebuje dva až tři vodiče a vyžaduje dokonalou těsnost vedení a připojení;

- možnost práce pneumatického mechanismu ve značném rozmezí teplot okolního prostředí, neboť i velký teplotní rozsah nemá podstatný vliv na vlastnosti vzduchu. Velká změna okolní i provozní teploty u hydraulických mechanismů u nich vyvolá podstatné změny výstupních parametrů;
- přetížitelnost pneumatického mechanismu až k úplnému zastavení je možná bez nebezpečí poškození a při centrálním rozvodu stlačeného vzduchu i bez energetických ztrát. Po odstranění přetížení se pneumomotor opět rozběhne. U hydraulických mechanismů dochází při přetížení k maření energie na pojistném ventilu, u elektrických mechanismů k oteplování vinutí;
- protože pneumatické mechanismy pracují s vnitřním přetlakem, zabraňuje se vnikání nečistot z okolí do prvků a tím se zabrání i jejich opotřebování, např. používání pneumomotorů v prašném prostředí;
- čistota provozu pneumatického mechanismu umožňuje jeho použití zejména v potravinářském provozu, farmaceutických výrobnách, textilním odvětvím a průmyslu, kde případná porucha rozvodu stlačeného vzduchu nezničí ani stroj ani jeho okolí a nezneškodí výrobky, jak by tomu bylo při poruše hydraulického rozvodu;
- pneumatické mechanismy zaručují bezpečný provoz také ve výbušném a zápalném prostředí (např. v hlubinných dolech, v nábytkářském průmyslu, v průmyslu chemickém, při výrobě laků a pod.), kde rozvod elektrické energie a elektromotory vyžadují speciální provedení;
- důležitou výhodou je snadná montáž a údržba, která neklade zvláštní nároky na kvalifikaci obsluhujícího personálu. Zanedbatelnou není také jednoduchá diagnostika poruch, kdy dochází k slyšitelným únikům vzduchu nebo se využije jednoduchých měřicích přístrojů, jako je manometr;
- velká rychlost vykonávaných operací, např. u přímočarého pohybu až 8 krát rychlejší a u rotačního pohybu s otáčkami až 20 krát většími než u mechanismů hydraulických či elektrických;
- možnost automatizace pneumatických mechanismů, využití logických pracovních funkcí a jednoduchá kombinace s elektrickými řídicími prvky nepatrného výkonu;
- s využitím jednoduchých prostředků a bez maření energie dochází snadno k regulaci rychlosti, otáček, síly a výkonu;
- jednoduchá, technologicky nenáročná výroba prvků pneumatických mechanismů, která neklade zvláštní pevnostní požadavky na materiál a opracování. Možnost výroby

některých dílů i celých prvků z hliníkových slitin, plastů i keramických hmot značně zjednodušuje výrobu, snižuje hmotnost prvků a zvyšuje životnost až na 10^8 cyklů; [1].

Abychom objektivně a správně posoudili oblast použití pneumatických mechanismů, je také nutné připomenout jejich nevýhody:

- stlačený vzduch musí být pro spolehlivou činnost pneumatického mechanismu patřičně upraven. Musí být zbaven mechanických nečistot, vlhkosti, vody a v některých případech přimazán olejovou mlhou k zabezpečení mazání pohybujících se prvků pneumatického mechanismu;
- stlačený vzduch je nejdražší energie a ekonomické ztráty vznikají především jeho rozvodem, ale také nedokonalým využitím v pracovním prvku neúplnou expanzí;
- stlačitelnost vzduchu, která na jedné straně přináší některé dříve uvedené výhody, na druhé straně způsobuje malou tuhost mechanismu a při proměnlivém zatížení obtížnou rychlostní regulaci a souslednost pohybů;
- hlučnost, která vzniká od expandovaného vzduchu na výstupu z pneumatického prvku, je značná, zejména při velkých průtocích (stovky až tisíce $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$);
- nízký pracovní tlak stlačeného vzduchu - maximálně 1 MPa vyžaduje pro získání větších sil či točivých momentů použití rozměrných pneumatických motorů. Zvolíme-li jako srovnávací parametr různých mechanismů hustotu přenášené energie vyjádřenou výkonem a průřezem nositele energie, tedy vztahem $\sigma = P/A$ (kW/cm^2), budou mezi jednotlivými typy mechanismů tyto relace: [1].

Typ mechanismu	σ
hydraulický	50
elektrický	1,5
pneumatický	1
ozubená kola	30
řetězový převod	22

Tab. 1.1: Relace jednotlivých mechanismů

Uvedené výhody se dají v některých speciálních případech, kdy pneumatický mechanismus je značně výhodnější nebo nezbytný s ohledem na provozní podmínky podstatně eliminovat, nejčastěji kombinováním s jiným typem mechanismu [1].

1.3 Vlastnosti stlačeného vzduchu

Bylo již uvedeno, že nositelem energie v pneumatickém mechanismu je stlačený vzduch. Získává se z atmosférického vzduchu, který denně vdechujeme. Skládá se ze 78% dusíku, 21% kyslíku a 1% jiných plynů (hlavně argonu). Vzduch, který představuje směs suchého vzduchu, vodních par (vlhkost) pevných částic (prach) v různé koncentraci, velikosti a podle umístění kompresorové stanice. Velikost pevných částic může být až 200 μm a jejich koncentrace až 2 g/m^3 . Vodní páry ovlivňují stlačený vzduch až po jeho ochlazení za kompresorem, kdy jejich sražením vzniká kondenzát, který může způsobovat korozi nebo zamrznání výstupních kanálů při expanzi za pneumatickým motorem. Zvláštní součástí stlačeného vzduchu je minerální olej, který je někdy přidáván do vzduchu pro zabezpečení mazání [1].

Podle normy DIN ISO 8573-1 tab. 1.2 je stanovena kvalita stlačeného vzduchu rozdělením do 6 tříd znečištění pevnými částicemi, přítomností vody (vlhkosti) a oleje. Pro pneumatické mechanismy se doporučuje třída 3 a 4, v níž rozměr pevných částic je max. 40 μm jejich koncentrace max. 4 g/m^3 , obsah vody max. 600 mg/m^3 , a oleje max. 10 mg/m^3 . V posledních letech v důsledku používání jiných než ocelových materiálů se postupně upouští od nasycování stlačeného vzduchu olejem [1].

Třída znečištění	Přípustný zbytkový obsah oleje v mg/m^3	Přípustný obsah prachu $\mu\text{m/mg/m}^3$	Přípustná vlhkost rosný bod $^{\circ}\text{C/g/m}^3$
1	0,01	0,1 / 0,1	-70 / 0,003
2	0,1	1 / 1	-40 / 0,11
3	1,0	5 / 5	-20 / 0,88
4	5	40 / 40	+3 / 6,0
5	25	-	+7 / 7,8
6	-	-	+10 / 9,4

Tab. 1.2: Stlačený vzduch. Třídy znečištění.. DIN ISO 8573-1

Pozn.: 1. Obsah cizích příměsí je uveden pro vzduch, který odpovídá podmínkám: teplota 263,15 K (20°) a tlak 101325 Pa.

2. Za rozměr tuhé částice se bere nejvyšší naměřená hodnota.

Při výpočtech pneumatických mechanismů uvažujeme s čistým a suchým vzduchem, jehož základní fyzikální parametry jsou uvedeny v tabulce 1.3.

Hustota při teplotě + 20°C a tlaku 100 kPa	$\rho = 1,188 \text{ (kg.m}^{-3} \text{)}$
Plynová konstanta	$r = 287,1 \text{ (J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} \text{)}$
Měrná tepelná kapacita při $p = \text{konst.}$ při $v = \text{konst.}$	$c_p = 1,003.10^3 \text{ (J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} \text{)}$ $c_v = 0,716.10^3 \text{ (J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} \text{)}$
Rychlost zvuku při teplotě + 20°C	$v = 344 \text{ (m.s}^{-1} \text{)}$
Adiabatický exponent	$\chi = 1,4$
Poměr měrných tepelných kapacit	$c_p/c_v = 1,4$
Dynamická viskozita při teplotě + 20°C a tlaku 100 kPa	$\eta = 18,55.10^{-6} \text{ (N.s.m}^{-2} \text{)}$
Kinematická viskozita při teplotě + 20°C a tlaku 100 kPa	$\nu = 15,55.10^{-6} \text{ (m}^2.\text{s}^{-1} \text{)}$

Tab. 1.3: Základní fyzikální veličiny vzduchu

1.4 Základní parametry pneumatických mechanismů

Stav plynu lze popsat tlakem **p**, teplotou **T**, specifickým objemem **V**. Vzduch se chová v širokých rozsazích tlaku a teploty jako ideální plyn. Tím existuje mezi třemi stavovými veličinami **p**, **T** a **V** úměrná závislost (= stavová rovnice ideálního plynu):

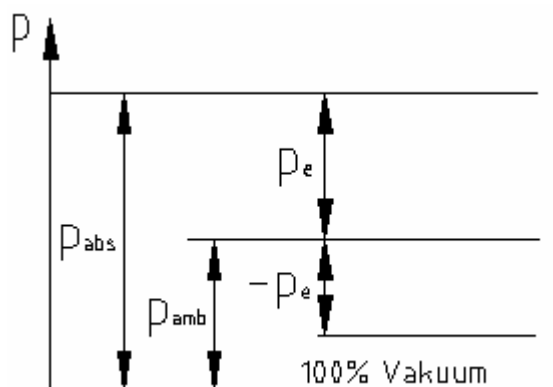
$$\frac{P \cdot V}{T} = \text{konst} \quad (1.1)$$

Stejně jako jiné plyny tvoří vzduch molekuly. Pokud se brání molekulám vzduchu v jejich tepelném pohybu, např. tím, že se uzavřou do nějaké nádrže, pak narážejí molekuly na stěnu nádrže. Tak vzniká tlak **p**. Síla **F** způsobená tlakem vzduchu **p** na rovnou stěnu plochy **A** pak je:

$$F = p \cdot A \quad (1.2)$$

Protože jsme stále obklopováni tlakem ovzduší (= barometrickým tlakem), rozlišujeme tyto tlaky:

- tlak ovzduší = p_{amb}
- přetlak = p_e
- podtlak = $-p_e$
- absolutní tlak = p_{abs}



Obr. 1.3: Definice tlakových hladin vzduchu

Tlak v pneumatických mechanismech se udává obvykle v kPa nebo v MPa. V technických výpočtech bude tlak dosazován v $N \cdot m^{-2}$, tedy v Pa. V zahraniční literatuře, katalozích a prospektech bývá povolena jednotka tlaku bar. Přičemž platí $1 \text{ bar} = 0,1 \text{ MPa}$.

$$1 \text{ Pa} = \frac{1 \text{ N}}{\text{m}^2} \quad (1.3)$$

Jednotkou teploty je Kelvin (K). Ten je ve vztahu s též povolenou měrovou jednotkou stupněm Celsia ($^{\circ}\text{C}$):

$$T(K) = t(^{\circ}\text{C}) + 273,15 \quad (1.4)$$

K označení výkonu stroje vyrábějícího či spotřebovávajícího stlačený vzduch se používá objemový průtok stlačeného vzduchu Q (který odpovídá průtoku objemu vzduchu za časovou jednotku). Protéká-li potrubím o průřezu A stlačený vzduch rychlostí v , vzniká průtok Q :

$$Q = A \cdot v \quad (1.5)$$

Lze tedy říci, že průtok představuje spotřebu stlačeného vzduchu stroje. Pro jednotky objemového průtoku vzduchu se používají:

- l/min.
- m^3/min
- m^3/h ($1 \text{ m}^3 = 1000 \text{ l}$)

Objemové průtoky vzduchu jsou porovnatelné mezi sebou jen pokud jsou vztaženy ke shodnému tlaku a shodné teplotě. V technice stlačeného vzduchu se nyní udává téměř výhradně pro vzduchové kompresory objemový průtok. Pro vzduch normované a často používané vztažné veličiny tlaku a teploty jsou:

Technický (normovaný) stav

$$p_0 = 100000 \text{ Pa} , t_0 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Fyzikální stav

$$p_0 = 101325 \text{ Pa} , t_0 = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Při porovnávání objemových průtoků pro výkonové údaje kompresorů, má významný vliv místo měření podle toho, zda měříme na straně sání či na výtlaku kompresoru nebo úplného stlačovacího zařízení. Objemové průtoky lze číselně jen tehdy porovnávat, pokud se vztahují na stejné tlaky, teploty a místa měření [11].

Pro porovnatelnost kompresorů je velmi zajímavá ještě jedna další veličina - specifický příkon P_{spec} . Udává, kolik kW je potřeba na výrobu jednotkového objemového průtoku $1\text{m}^3/\text{min}$. Specifický příkon je skutečně nejdůležitější veličinou při porovnávání rozličných kompresorů co do jejich konstrukční kvality, protože vypovídá o tom, kolik stlačeného vzduchu dostaneme za vloženou energii. Z důvodů porovnatelnosti musíme dát pozor na to, zda se měří příkon na hřídeli kompresoru nebo na hřídeli motoru, protože v druhém případě je zahrnuta účinnost motoru a popř. i použitého řemenového či ozubeného převodu [11].

$$P_{\text{spec}} = \frac{\text{příkon (kW)}}{\text{objemový prutok (m}^3 / \text{min)}} \quad (1.6)$$

Z uvedených základních parametrů pneumatického mechanismu můžeme odvodit rozsah hodnot výstupních parametrů, tab. 1.4: [1]

Síla $F = p \cdot A$	0,1 N až $80 \cdot 10^3 \text{ N}$
Moment $M = p \cdot V / 2 \cdot \pi$	0,5 N.m až 500 N.m
Výkon $P = p \cdot Q$	0,01 kW až 60 kW
Rychlost $v = Q / A$	$0,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ až $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Otáčky $n = Q / V$	10 min^{-1} až $80 \cdot 10^4 \text{ min}^{-1}$

Tab. 1.4: Výstupní parametry pneumatického mechanismu

2. Popis zadaného problému a současný stav řešení

2.1 Směry využití plazmových systémů

V současné době je prověřován nový způsob startu plazmového hořáku. Tento plazmový hořák využívá plazmy jako vodivého prostředí mezi žhavou katodou a anodou. Na využití plazmových systémů se v současnosti zaměřují obory zabývající se hlavně energetikou. V současnosti existují tyto základní směry využití:

- startování práškových kotlů
- stabilizace plamene při spalování uhelného prášku
- snížení ztrát tuhým nedopalem, např. z důvodu hrubého mletí
- možnost spalování více druhů paliv
- snížení emisí oxidů dusíku
- zplyňování a zkapalňování uhlí

2.2 Plazma v procesu zapálení práškové směsi

Zvláštní význam v energetice má plazma v procesu zapálení práškové uhelné směsi. Hlavní výhodou využití takového systému lze vidět v nákladech na najíždění kotle. Náklady na najíždění kotle dosáhly pouze 30 % nákladů oproti použití klasického mazutu. Materiál využívaný na najíždění kotlů se skládá ze suchého uhelného prášku s koncentrací primární směsi 2,5 kg uhlí na 1 kg vzduchu. Směs zapaluje vysokonapěťový oblouk o napětí 2 500 V. Elektrický oblouk, osově stabilizovaný ve výbojové komoře rotačním proudem plynu, se dnes ukazuje jako nejefektivnější způsob ohřevu plynotvorných látek na teplotu asi 5 000 až 7000 °C. Zařízení, ve kterém se tento proces realizuje, se nazývá generátor nízkoteplotního plazmatu – nebo-li tzv. plazmatron. Nízkoteplotní plazma je částečně ionizovaný plyn a jeho vzájemné působení s uhelným práškem patří k heterogenním procesům [12].

2.3 Plazmatron

Plazmatron je sestaven ze dvou souose uložených vzájemně izolovaných měděných elektrod – katody a anody. Tyto elektrody tvoří osově symetrickou výbojovou komoru.

Vzduch tvořící plazmu je do výbojové komory přiváděn přes dva kruhové otvory (G1 a G2 viz obr. 2.1), umístěné na obou čelech katody. Pod vlivem aerodynamických sil se část oblouku v blízkosti elektrod pohybuje po povrchu elektrod a zbylá část oblouku se stabilizuje v ose výbojové komory. Části plazmatronu vystavené vysokým účinkům tepelného toku a od elektrického oblouku jsou chlazeny vodou.

Plazmatrony se vyrábějí v různých výkonových řadách a jejich výkon se předběžně určuje podle druhu a množství spalovaného uhlí. Pro sestrojení vysoce efektivních a výkonných plazmatronů je nutné důkladné studium základních fyzikálních procesů v komoře elektrických výbojů, které určují stabilitu hoření oblouku, elektrickou a tepelnou účinnost i životnost tepelně nejvíce namáhaných částí. Technologickou zvláštností a předností koncepce použití plazmatronů je to, že plazma působí přímo na proudící primární směs (uhelné částičky a vzduch) v práškovém hořáku.

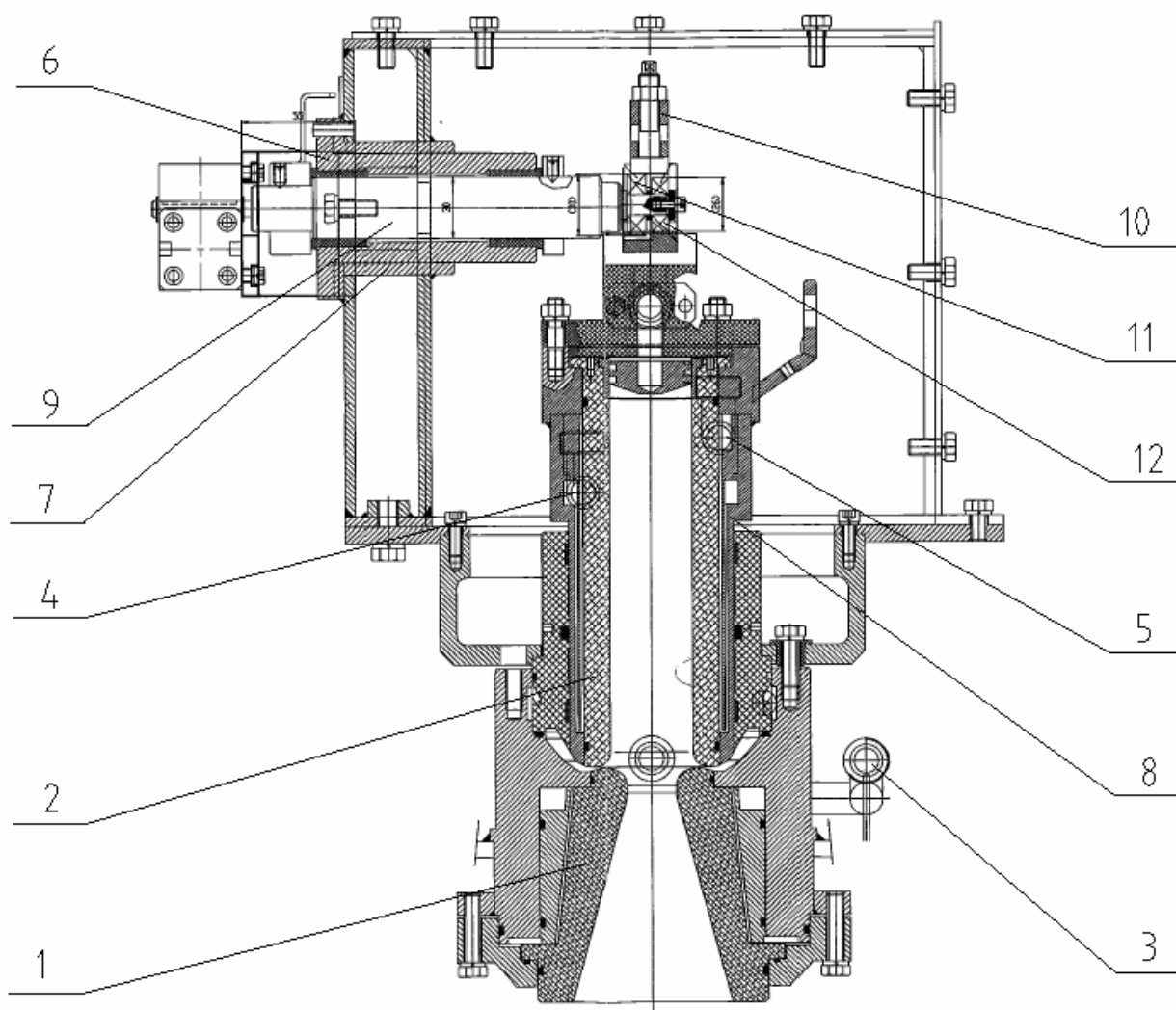


Obr. 2.1: Anodová a katodová část plazmatronu

2.4 Konstrukční provedení plazmatronu

Plazmatronu se stabilizací oblouku kapalinou se skládá z katodového tělesa (1) připevněného do nosné příruby, rotačního disku anody (2) s vnitřním chlazením vodou. Dále z přívodu proudu (3), z přívodu chladicí vody (4) a odtoku chladicí vody (5). Z náhonu pro

motor, je do otvoru na svislé ose nosné příruby zasunuta objímka (6) s excentrem. Ta je nasunuta svým vnitřním průměrem na osazení tělesa (7), do jehož vnitřní části je zasunut a utěsněn těsněním náboj rotačního disku anody. Rotační disk anody je rozebíratelně připojený k vnější závitové části dutého hřídele (8) připojeného k hřídeli náhonu (9), na níž je nasunuto těleso, které je spojené pomocí šroubů přes přívod proudu s prvním tělesem (10) v jehož vnitřní části je umístěno první ložisko (11) a ze strany přívodu proudu objímka převodu proudu s převodem proudu. Objímka s excentrem je na osazení prvního tělesa zajištěna podložkou a pojistným kroužkem a utěsněna z vnitřní a vnější strany těsněním. V hřídeli náhonu je zhotoven přívod chladicí vody a odtok chladicí vody a na vnitřní straně druhého tělesa je umístěn přívod chladicí vody a odtok chladicí vody. Mezi těmito tělesy jsou těsnicí elementy a z čelní strany druhé ložisko (12). Na konci hřídele náhonu je umístěn náhon pro motor a do vnitřních částí rotačního disku anody, dutého hřídele a hřídele náhonu je umístěna přívodní trubka vody.



Obr. 2.2: Funkční schéma plazmatronu

3. Návrh pneumatického obvodu se specifikací prvků

3.1 Požadavky na řídicí obvod pro řízení pohybu elektrody

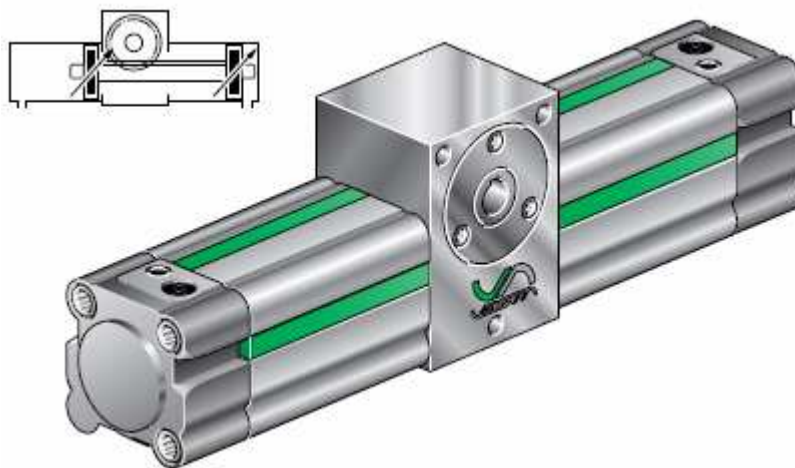
Způsob startování plazmového hořáku spočívá v rychlém přiblížení elektrod do zkratu a opětovným oddálením elektrod na pracovní vzdálenost. Jedná se o tzv. kontaktní způsob. Doba kontaktu byla stanovena na maximální hodnotu 10 ms. Tento způsob startování hořáků byl už prakticky vyzkoušen. Zdvih elektrody je zajištěn rotačním pohybem excentru. Rotační pohyb excentru je zajištěn kyvným pneumatickým motorem. Pro reálné použití tohoto způsobu startování je nutné navrhnout takový řídicí obvod, aby splňoval všechny nezbytné funkce a blokové stavy dané řídicím systémem celé technologie.

Nezbytné požadavky pro správnou funkci obvodu:

- ❖ Pneumatický motor pro řízení excentru již byl dimenzován a jedná se o typ STASTO CRX 25.
- ❖ Obvod musí umožňovat dálkové (elektrický signál) a místní řízení (tlačítko).
- ❖ V obvodu musí být ruční přepínač pro přepínání dálkového a místního řízení, současně musí být elektricky signalizováno přepnutí na místní řízení.
- ❖ Po stisknutí tlačítka musí být vykonán zdvih a po dobu 20 s musí být pohyb motoru blokován, a to také v případě, že tlačítko bude stlačeno a drženo ve stisknuté poloze.
- ❖ Po signalizaci zapálení oblouku musí být řídicí obvod blokován (opětovné stisknutí po 20 s nesmí vyvolat pohyb elektrody). Elektrický signál o zapálení oblouku bude k dispozici ze systému.
- ❖ Koncové polohy motoru budou snímány elektricky (jazýčkové relé+magnetický píst).
- ❖ Pneumatický motor by měl být osazen rychloodvětrávacími ventily, které by kompenzovaly dlouhé přívodní hadice (řídicí obvod bude asi 4 m od pneumatického motoru).
- ❖ Zdvih motoru by měl být co nejrychlejší, maximální doba setrvání motoru v dolní úvratí je 10 ms. Kinematika pohybu vačky je k dispozici.

3.2 Popis a parametry dimenzovaného pneumatického motoru

U této metody je využit pneumatický motor pro kývavý pohyb s otvorem. Tento motor byl již navržen a jedná se o typ CRX 25 od firmy STASTO. Jedná se o kyvný válec s úhlem kyvu 180° , který je na obou koncových stranách tlumen. Toto tlumení je nastavitelné. Průměr válce je $d_m = 25$ mm. Do otvoru v motoru se zasune hnaný hřídel s vačkou. Vačka zajišťuje požadovaný pohyb elektrody. Pístové motory STASTO CRX 25 využívají pro kývavý pohyb ozubeného převodu. Průměr ozubeného kola je $r_k = 36$ mm. Pohyb přímočarý na pohyb rotační je proveden vnějším záběrem mezi ozubenou tyčí (pístnicí) a ozubeným kolem. Umístění ozubeného převodu je naznačeno na obr. 3.1.



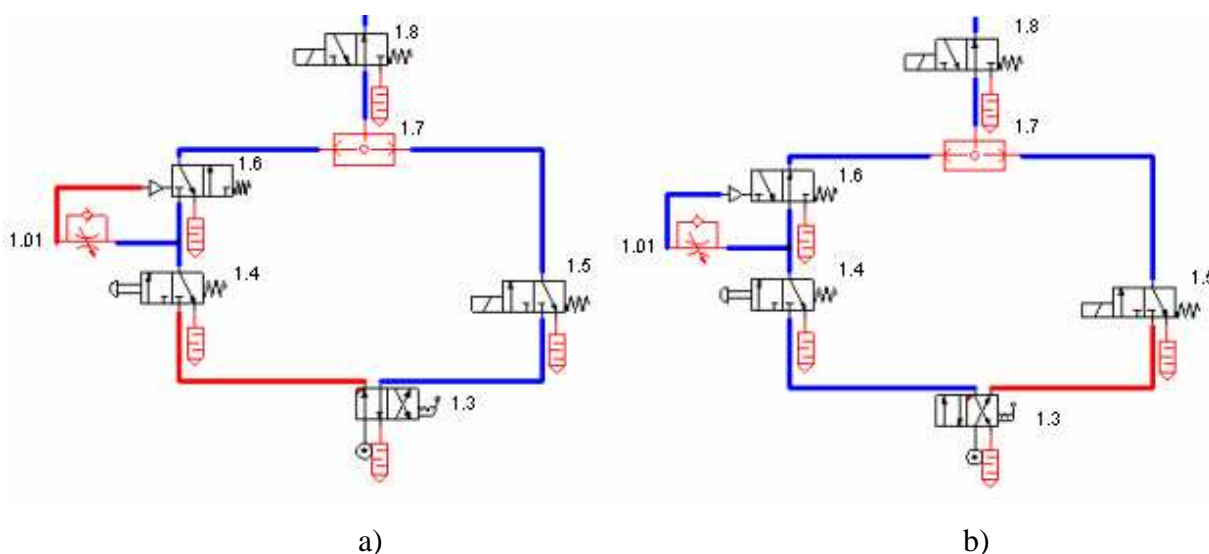
Obr. 3.1: Pneumatický otočný válec STASTO CRX 25

Technické údaje:

- Příruby hliníková slitina
- Středový blok hliníková slitina
- Čep ocel C45
- Uložení čepu acetátová pryskyřice
- Pístnice hliník s PUR-těsněním
- Těleso anodizovaná profilovaná hliníková trubka
- Těsnění polyuretan
- Tlumení..... pneumatické, nastavitelné
- Teplota okolí $-10\text{ }^\circ\text{C} \div +80\text{ }^\circ\text{C}$
- Teplota média $0\text{ }^\circ\text{C} \div +40\text{ }^\circ\text{C}$
- Mazání..... není nutné
- Médium filtrovaný vzduch
- Pracovní tlak..... $0,1 \div 1\text{ MPa}$

3.3 Popis funkce pneumaticky řízeného obvodu

Přestavením uzavíracího ventilu v jednotce na úpravu stlačeného vzduchu 0.1 se uvede tlak do pneumatického obvodu. Důležitá je poloha rozváděče 1.3, který může ovlivnit další průběh sledů operací. Je-li rozváděč 1.3 ve výchozí poloze, ovládání je realizováno pomocí rozváděče 1.5. Pokud je ovšem rozváděč 1.3 přestaven je ovládání realizováno pomocí rozváděče 1.4. Následuje spuštění algoritmů pohybů a to buď je-li rozváděč 1.3:



Obr. 3.2: Provedení funkčních poloh rozváděče 1.3

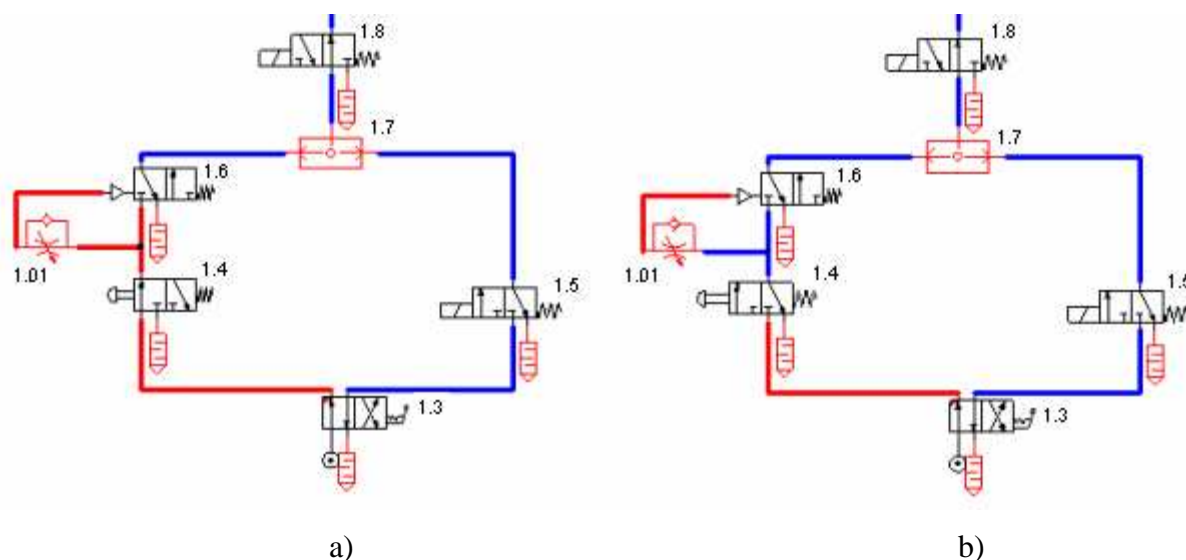
a) rozváděč 1.3 ve výchozí poloze 1 ; b) rozváděč 1.3 v přestavené poloze 2

Pozn.: červená barva značí tlak ve větvi, modrá barva značí odvětranou větev

V poloze 1: Přivedením vstupního elektrického signálu z řídicího velínu na elektromagnet rozváděče 1.5 se rozváděč přestaví a vzduch je vpuštěn do pneumatického obvodu.

V poloze 2: Ovládání je provedeno tlačítkem – pomocí přestavení tlačítkového rozváděče 1.4. Přestavením tohoto rozváděče vnikne do obvodu vzduch, který projde rozváděčem 1.6 a provede požadovanou funkci. Ale vzduch také současně proudí přes jednosměrným ventilem v prvku 1.01. To má za následek přivedení řídicího signálu na rozváděč 1.6, který jej uzavře. Poté vzduch v řídicím vedení rozváděče 1.6 přes škrtecí ventil prvku 1.01 uniká do atmosféry. To vyvolá požadovanou blokaci systému 20 s. Po vyprázdnění řídicí větve poklesne v této

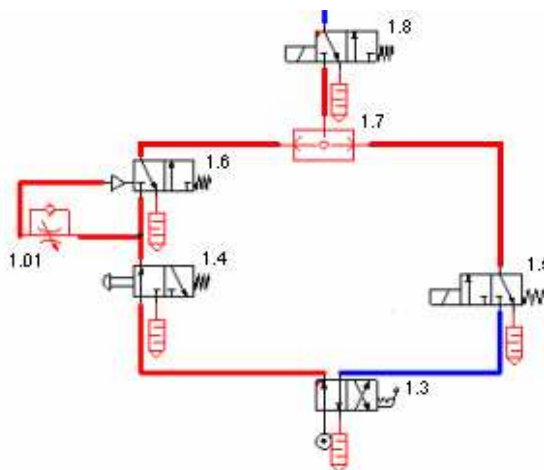
větví tlak a rozváděč 1.4 se přestaví do výchozí polohy což má za následek opětovné připravení systému ke spuštění. Čas blokace závisí na nastavení otevření/uzavření škrticího ventilu a lze jej jednoduše změnit dle požadavků uživatele. Prvek 1.01 funguje tedy jako jednoduché časové relé.



Obr. 3.3: Provedení ovládací větve v poloze 2

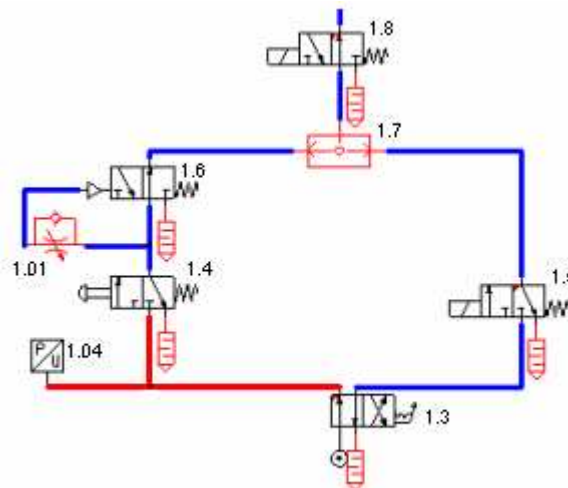
a) průběh při přestavení rozváděče 1.4; b) provedení blokace pomocí časového relé 1.01

Další blokací, kterou má být pneumatický systém opatřen je blokace, která je způsobená indikací v případě zapálení oblouku. Elektrický signál o zapálení oblouku je přiveden ze systému na rozváděč 1.8 a ten se v případě zažehnutí přestaví. Přestavení rozváděče způsobí přerušení dodávky tlakového signálu z ovládací části do řídicí části pneumatického mechanismu. Odblokování systému je provedeno tedy, až po zrušení elektrického signálu přiváděného trvale na ovládací část rozváděče 1.8.



Obr. 3.4: Provedení blokace pomocí rozváděče 1.8

Pneumatický obvod je také opatřen signalizací o přepnutí ovládání na místním řízení. Tento požadavek je proveden pomocí tlakového převodníku se signalizací a LED displejem (1.04). Umístění tlakového převodníku 1.04 je patrné z obr. 3.5.

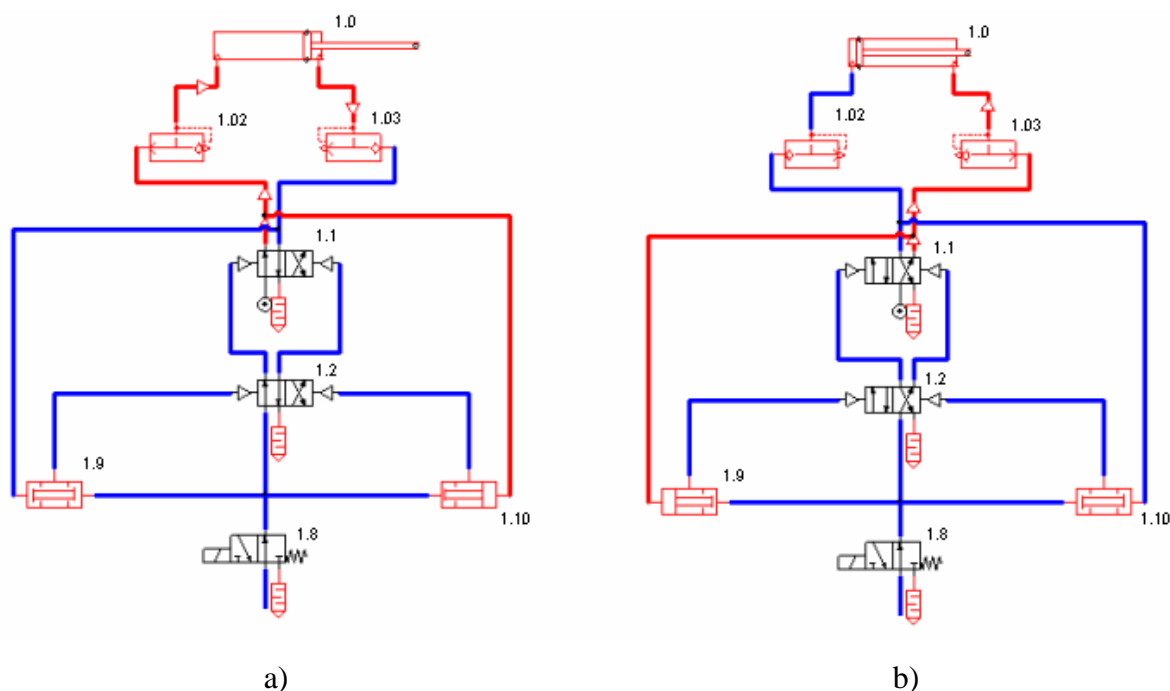


Obr. 3.5: Provedení indikace tlaku při ovládání na místním řízení

Po spuštění algoritmů pohybů na hlavním rozváděči 1.1 vznikne tlakový spád, který působí na logický prvek „AND“ 1.9 a současně na pneumatický kyvný motoru 1.0, ale ten se nepohybuje jelikož vykonal zdvih v poslední operaci při minulém průběhu pracovního cyklu. Příchozí signál z řídicí větve od rozváděče 1.8 vstupuje jednak do rozváděče 1.2, kterým prostupuje dále na řídicí část rozváděče 1.1 a také současně do logického ventilu „AND“ 1.9. Signály vystupující z rozváděčů 1.1 a 1.8, které vstupují do logického prvku 1.9 současně zapříčiní jeho otevření a umožňují průtok vzduchu na řídicí část rozváděče 1.2. Přivedení tohoto signálu vyvolá přesunutí 1.2 do druhé pracovní polohy.

Přestavení rozváděče 1.2 způsobí také přestavení rozváděče 1.1. Z důvodu přestavení rozváděče 1.1 vznikne tlakový spád na protější straně kyvného pneumomotoru 1.0. Pracovní strana pneumomotoru 1.0, která je stále naplněná stlačeným vzduchem, ale už není pod tlakem se díky rychloodvětrávacímu ventilu 1.02 velice rychle propojí s atmosférou. Tím se dosáhne zvýšené rychlosti pohybu motoru do druhé polohy. Ventily 1.02 a 1.03 jsou umístěny co nejblíže pracovnímu prostoru pneumomotoru 1.0 proto, aby se dosáhlo žádaného účinku. Přestavení rozváděče 1.1 také odvětrá větev, která vstupovala do logického prvku 1.9 a tím pádem tento logický ventil 1.9 i uzavře.

Opětovné přivedení signálu z rozváděče 1.8 má za následek přestavení celého systému obdobným způsobem do výchozí polohy.

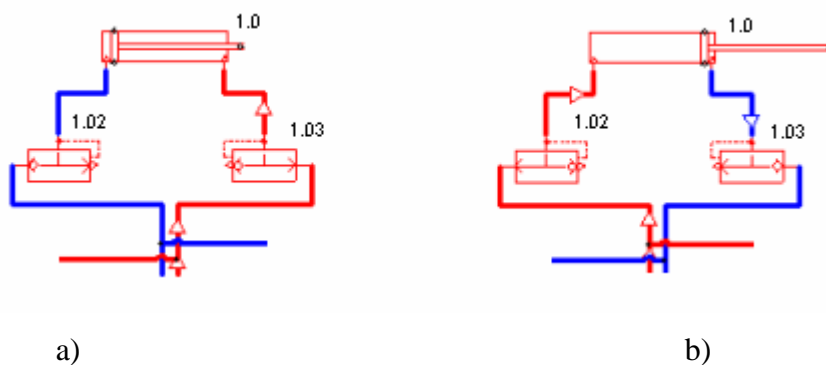


Obr. 3.6: Průběh pohybů pneumatického obvodu

a) vysouvání pneumatického motoru 1.0; b) zasouvání pneumatického motoru 1.0

Pozn.: pro názornější ukázkou byl kyvný motor nahrazen přímočarým motorem

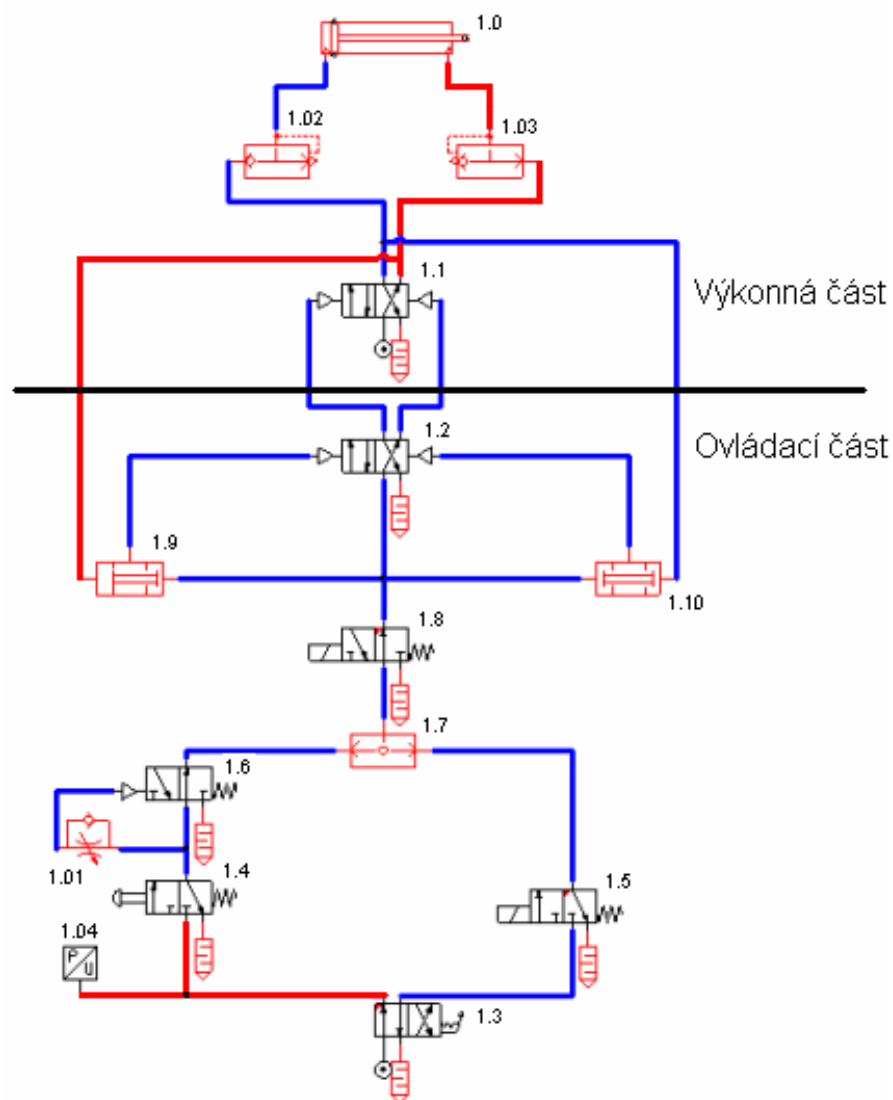
Funkce rychloodvětrávacích ventilů je velmi dobře vidět na obr.3.7. Rychloodvětrávací ventily 1.02 a 1.03 musí být umístěny těsně za pneumomotorem, aby dokázaly velmi rychle spojit pracovní prostor pneumomotoru s okolní atmosférou.



Obr. 3.7: Způsob zapojení rychloodvětrávacích ventilů

a) vysouvání pneumatického motoru 1.0; b) zasouvání pneumatického motoru 1.0

Celý pneumatický obvod lze tedy rozdělit na 2 hlavní části. A to na ovládací část, která zapříčiňuje ovládání hlavního rozváděče 1.1. Pro druhou část lze zavést též pojem výkonná část. Tato výkonná část způsobuje ovládání kyvného motoru. Rozdělení pneumatického mechanismu je názorně provedeno na obr. 3.8.



Obr. 3.8: Provedení pneumatického mechanismu pro řízení kyvného motoru

Celý pneumatický obvod byl odzkoušen a simulován v programu Automation studio

3.4 Výpočet spotřeby vzduchu

- na jeden pracovní cyklus

Pracovní objem kyvného motoru STASTO CRX 25

$$H = \pi \cdot r_k^2 \quad (3.1)$$

$$H = \pi \cdot 0,018^2$$

$$\underline{H = 0,0567 \text{ m}}$$

$$S_m = \frac{\pi \cdot d_m^2}{4} \quad (3.2)$$

$$S_m = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4}$$

$$\underline{S_m = 4,908 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$V_{gm} = S_m \cdot H \quad (3.3)$$

$$V_{gm} = 4,908 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0567$$

$$\underline{V_{gm} = 2,783 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3}$$

Pracovní objem přívodní hadice

Jelikož je objem přívodní hadice velký je třeba s ním počítat i v případě, že by byl objem pneumomotoru větší. Objem přívodní hadice také výrazně ovlivní celou dynamiku systému. Z toho vyplývá, že rozměry zvolené přívodní hadice jsou velice důležité.

Volím plastovou hadici **PUN – 13 x 1,5 – SW** s těmito parametry:

- $\phi d_h = 10 \text{ mm}$
- $L_h = 4 \text{ m}$

$$S_h = \frac{\pi \cdot d_h^2}{4} \quad (3.4)$$

$$S_h = \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4}$$

$$\underline{S_h = 7,85 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$V_{gh} = S_h \cdot L_h \quad (3.5)$$

$$V_{gh} = 7,85 \cdot 10^{-5} \cdot 4$$

$$\underline{V_{gh} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3}$$

Celkový pracovní objem

$$V_c = V_{gm} + V_{gh} \quad (3.6)$$

$$V_c = 2,783 \cdot 10^{-5} + 3,14 \cdot 10^{-4}$$

$$\underline{V_c = 3,418 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3}$$

Celkový pracovní objem přepočtený na normálový stav

- Pracovní tlak mechanismu $p_1 = 0,6 \text{ MPa}$

$$V_{cn} = V_c \cdot \frac{p_{labs}}{p_{atm}} \quad (3.7)$$

$$V_{cn} = 3,418 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,7 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 10^6}$$

$$\underline{V_{cn} = 2,392 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3}$$

Střední spotřeba vzduchu

- Celkový čas potřebný na provedení jednoho pracovního cyklu $t = 0,1 \text{ s}$

$$Q_g = \frac{V_c}{t} \quad (3.8)$$

$$Q_g = \frac{3,418 \cdot 10^{-4}}{0,1}$$

$$\underline{Q_g = 3,418 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 205,09 \text{ dm} \cdot \text{min}^{-1}}$$

Střední spotřeba vzduchu přepočtená na normálový stav

$$Q_{g\ n} = Q_q \cdot \frac{P_{labs}}{P_{atm}} \quad (3.9)$$

$$Q_{g\ n} = 3,418 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,7 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 10^6}$$

$$\underline{Q_{g\ n} = 23,92 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 1435,68 \text{ dm} \cdot \text{min}^{-1}}$$

Dynamika pohonu – průměrná rychlost pístu

$$v = \frac{H}{0,5 \cdot t} \quad (3.10)$$

$$v = \frac{0,0567}{0,5 \cdot 0,1}$$

$$\underline{v = 1,134 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

3.5 Kontrola propustnosti obvodu

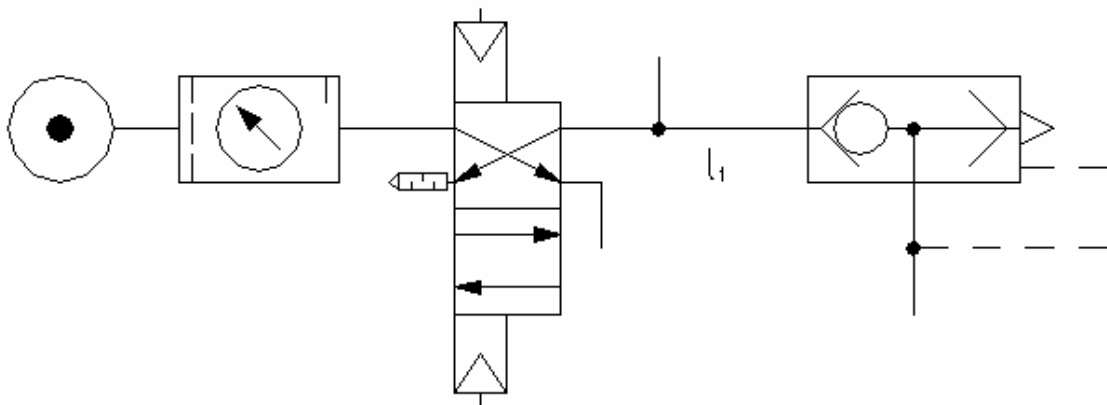
Výpočtem se určuje průtoková propustnost mezi zdrojem stlačeného vzduchu a pracovním prvkem. Do výpočtu vstupují hodnoty normálního průtoků, které jsou udávány výrobcí pneumatických prvků. Z těchto hodnot se vypočítá ekvivalentní náhradní průtok, který musí být větší nebo roven průtoku pracovního prvku.

Pro sériové zapojení prvků platí následující vzorec:

$$Qn_{ekv} = \sqrt{\frac{1}{\sum_{n=1}^i \frac{1}{Qn_n^2}}} \quad (3.11)$$

Pro paralelní zapojení prvků platí vzorec 3.12:

$$Qn_{ekv} = \sum_{n=1}^i Qn_n \quad (3.12)$$



Obr. 3.9: Pneumatické schéma řídicího obvodu

Prvek	Kv	Qn _n	Ø	Počet kusů	Pořadí ve vzorci
[-]	[m ³ .h ⁻¹]	[dm ³ .min ⁻¹]	[mm]	[1]	[-]
Jednotka	2,7	3000	20	1	1
Šroubení (G3/4“)	21,32	24500	20	3	2
Hadice l ₁ = 4m	2,72	3600	10	1	3
Rozvaděč	3,2	3148	20	1	4
Rychloodvětrávací ventil	2,2	3000	10	1	5
Šroubení (G1/4“)	5,33	5850	10	4	6
Redukce (G1/4“ - G3/4“)	5,33	5850	10-20	1	7

Tab. 3.1: Soubor prvků ve větvi s pneumomotorem

Výpočet ekvivalentního náhradního průtoku

- sériově řazené prvky

$$Qn_{ekv} = \sqrt{\frac{1}{\sum_{n=1}^i \frac{1}{Qn_n^2}}}$$

$$Qn_{ekv} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{3000^2} + \frac{3}{24500^2} + \frac{1}{3600^2} + \frac{1}{3148^2} + \frac{1}{3000^2} + \frac{4}{5850^2} + \frac{1}{5850^2}}}$$

$$\underline{Qn_{ekv} = 1468,47 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}$$

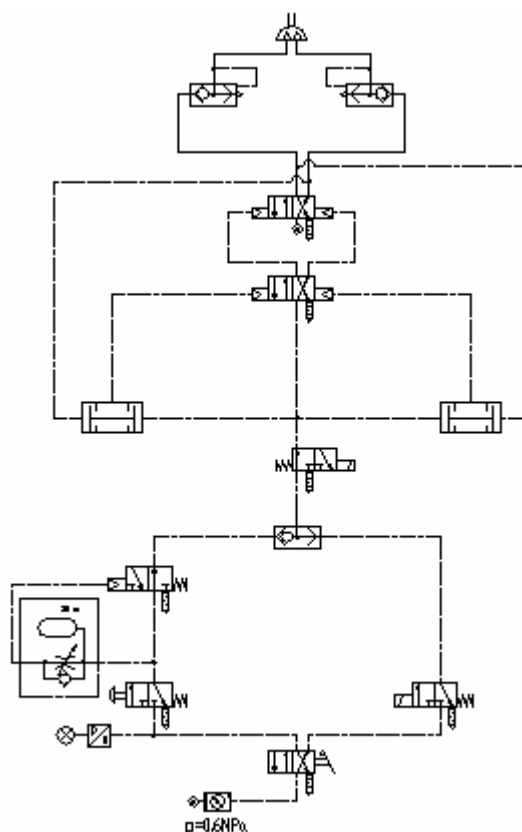
- aby obvod vyhovoval musí platit podmínka:

$$Qn_{ekv} \geq Q_{gn}$$

$$1468,47 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \geq 1435,68 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Podmínka je splněna

3.6 Schéma pneumaticky řízeného obvodu



Obr. 3.10: Pneumatické obvod pro řídicího pohybu elektrody

- obvod je podrobněji specifikován v příloze č.1

3.7 Specifikace prvků použitých v pneumaticky řízeném obvodu

– do obvodu jsem navrhl tyto prvky

- 0.1 jednotka pro úpravu stlačeného vzduchu, která se skládá z:
 - uzavíracího ventilu, ručně ovládaného
 - odlučovače kondenzátu s poloautomatickým vypouštěním
 - regulátor tlaku

- 1.0 pístový pneumatický motor pro kývavý pohyb s vnějším záběrem ozubeného tyče a s nastavitelným tlumením koncových poloh, magneticky

- 1.01 kombinovaný regulační škrticí ventil s jednosměrným ventilem a regulovaným škrcením v jednom směru (tento prvek tvoří tzv. časové relé)

- 1.02, 1.03 rychlodvůtrávací ventil

- 1.04 indikátor tlaku v přívodním potrubí

- 1.1, 1.2 čtyřcestný dvupolohový (4/2) rozváděč, bistabilní, ovládaný oboustranně pneumaticky

- 1.3 čtyřcestný dvupolohový (4/2) rozváděč, bistabilní, ovládaný ruční pákou s aretací polohy zápatkou

- 1.4 třícestný dvupolohový (3/2) rozváděč, monostabilní, ovládaný tlačítkem, v klidové poloze uzavřený, klidová poloha zajištěna pružinou

- 1.5 třícestný dvupolohový (3/2) rozváděč, monostabilní, elektricky řízený ovládaný elektromagnetem, v klidové poloze uzavřený, klidová poloha zajištěna pružinou

- 1.6 třícestný dvoupolohový (3/2) rozváděč, monostabilní, ovládaný pneumaticky, v klidové poloze otevřený, klidová poloha zajištěna pružinou
- 1.7 logický prvek „OR“ (třícestný jednosměrný ventil pro logickou funkci disjunkce)
- 1.8 třícestný dvoupolohový (3/2) rozváděč, monostabilní, elektricky řízený ovládaný elektromagnetem, v klidové poloze otevřený, klidová poloha zajištěna pružinou
- 1.9, 1.10 logický prvek „AND“ (třícestný jednosměrný ventil pro logickou funkci konjunkce)

3.8 Specifikace prvků ze sortimentu firmy SMC

- pro dříve navržený pneumatický řízený obvod volím ze sortimentu firmy SMC Training tyto konkrétní prvky:

0.1 – řada VHS50 - F6; 3/2 cestný ventil, NC

- ovládání: točítka/aretace
- jmenovitá světlost: $\varnothing D_N = 20 \text{ mm}$
- připojení: G 3/4" (20 mm)
- rozsah tlaku: $0,1 \div 1 \text{ MPa}$



Obr. 3.11.1:

- řada AC50 - F6; jednotka úpravy stlačeného vzduchu filtr, regulátor tlaku, maznice; se sekundárním odvodušněním, poloautomatické vypouštění kondenzátu, zásobník kovový, včetně manometru upínací matice

- průtok: $3000 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- jemnost síta: $5 \mu\text{m}$
- připojení: G 3/4" (20 mm)
- rozsah tlaku: $0,05 \div 1 \text{ MPa}$



Obr. 3.11.2:

– příslušenství:

- přímé šroubení: řada KGH20-04S
 - průměr: $\varnothing d = 20 \text{ mm}$
 - závit: G 3/4"



Obr. 3.11.3:

- montážní úhelník: Y600T- AC50



Obr. 3.11.4:

- rozdělovací lišta: řada KM14
 - připojení P: 3/4"
 - počet výstupů: 5
 - výstupy A: 3/4" (oboustranně)
 - rozsah tlaku: $0,05 \div 3 \text{ MPa}$
 - teplota okolí: $-5 \div 70^\circ\text{C}$



Obr. 3.11.5:

**1.0 – pneumatický, magnetický kyvný válec STASTO CRX 25 s úhlem kyvu 180°;
s nastavitelným tlumením koncových poloh, rozsah tlaku 0,1 ÷ 1 MPa**

- tento pneumatický motor byl již nadimenzován a detailně popsán v kapitole 3.2 tak není třeba dále popisovat jeho vlastnosti a pracovní parametry.

– elektronický snímač série D-J79; s konektorem a kabelem

- napětí: $U = (3 \div 250) \text{ V}$
- proud: $I = (0,06 \div 0,5) \text{ A}$
- kontrolka: LED
- délka kabelu: 2,5 m



Obr. 3.11.6:

1.01 – řada EAS kovový; zpětný škrťací ventil s jednosměrným ventilem a otočným kusem EAS 3200–F03-S

- škrčení: na výfuku
- ovládání: šroub s drážkou
- připojení: 1/4“
- jmenovitá světlost: $\text{ØD}_N = 10 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0,1 \div 1 \text{ MPa}$
- teplota okolí: $-5 \div 70^\circ\text{C}$



Obr. 3.11.7:

1.02, 1.03 – řada EAQ kovový; rychloodvzdušňovací ventil EAQ 3000–F06-S

- průtok: $3000 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- připojení: 3/8“
- jmenovitá světlost: $\text{ØD}_N = 10 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0,05 \div 1 \text{ MPa}$
- teplota okolí: $-5 \div 70^\circ\text{C}$



Obr. 3.11.8:

- příslušenství

- přímé šroubení: řada KGH20-04S
 - průměr: $\text{Ød} = 20 \text{ mm}$
 - závit: G 3/4“



Obr. 3.11.9:

1.04 – tlakový převodník s LED displejem PDA; PDL 3200-E5-A

- měřicí rozsah: $0 \div 40 \text{ MPa}$
- připojení: 3/8“
- jmenovitá světlost: $\text{ØD}_N = 10 \text{ mm}$
- kryt: nerez
- teplota okolí: $-10 \div 80^\circ\text{C}$
- analogový výstup: $0(4)\text{-}20 \text{ mA}$ programovatelný,
- polovodič PNP/NPN, digitální zobrazení



Obr. 3.11.10:

1.1 – řada EVSA7-8-FG-D-2 (ISO 2) – 5/2 cestný ventil; pneumaticky ovládaný, s lapovaným šoupátkem, pro velké průtoky

- připojení P,R: 3/4“
- připojení A: 3/4“
- jmenovitá světlost: $\text{ØD}_N = 20 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0 \div 1 \text{ MPa}$
- ovládání: pneumaticky/pneumaticky
- průtok: $3148 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



Obr. 3.11.11:

– příslušenství

- přímé šroubení: řada KGH20-04S
 - průměr: $\text{Ød} = 20 \text{ mm}$
 - závit: G 3/4“



Obr. 3.11.12:

- redukce: řada R34A-38I
 - připojovací závit vnější: G 3/4“
 - připojovací závit vnitřní: G 3/8“



Obr. 3.11.13:

1.2 – řada EVSA 5-6-FG-D-2 (ISO 1) – 5/2 cestný ventil; pneumaticky ovládaný, s lapovaným šoupátkem

- připojení P,R: 3/8“
- připojení A: 3/8“
- jmenovitá světlost: $\text{ØD}_N = 10 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0 \div 1 \text{ MPa}$
- ovládání: pneumaticky/pneumaticky
- průtok: $984 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



Obr. 3.11.14:

– příslušenství

- přímé šroubení: řada KGH10-04S
 - průměr: $\varnothing d = 10 \text{ mm}$
 - závit: G 3/8“



Obr. 3.11.15:

1.3 – řada EVFM300-F02-34R – 5/2 cestný ventil; ovládaný páčkou, s lapovaným šoupátkem

- připojení P,R: 3/8“
- připojení A: 3/8“
- jmenovitá světlost: $\varnothing D_N = 10 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0,15 \div 1 \text{ MPa}$
- ovládání: páčka
- průtok: $984 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



Obr. 3.11.16:

– příslušenství

- přímé šroubení: řada KGH10-04S
 - průměr: $\varnothing d = 10 \text{ mm}$
 - závit: G 3/8“



Obr. 3.11.17:

1.4 – řada EVFM230-F02-00 + VM 33A – 3/2 cestný ventil; ovládaný tlačítkem, s lapovaným šoupátkem

- připojení P,R: 3/8“
- připojení A: 3/8“
- jmenovitá světlost: $\varnothing D_N = 10 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0,15 \div 1 \text{ MPa}$
- ovládání: tlačítko/pružina
- barva tlačítka: červená
- průtok: $694 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



Obr. 3.11.18:

– příslušenství

- přímé šroubení: řada KGH10-04S
 - průměr: $\varnothing d = 10 \text{ mm}$
 - závit: G 3/8“



Obr. 3.11.19:

1.5 – řada EVP 542 R-5YOB-03FA-Q – 3/2 cestný ventil NC; elektromagneticky ovládaný, s lapovaným šoupátkem

- připojení P,R: 3/8“
- připojení A: 3/8“
- jmenovitá světlost: $\varnothing D_N = 10 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0,15 \div 1 \text{ MPa}$
- ovládání: elektromagneticky/pružina
- průtok: $2260 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



Obr. 3.11.20:

– příslušenství

- přímé šroubení: řada KGH10-04S
 - průměr: $\varnothing d = 10 \text{ mm}$
 - závit: G 3/8“



Obr. 3.11.21:

1.6 – řada SYJA 722-01F – 3/2 cestný ventil NO; ovládaný pneumaticky, s lapovaným šoupátkem

- připojení P,R: 3/8“
- připojení A: 3/8“
- jmenovitá světlost: $\varnothing D_N = 10 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0,15 \div 1 \text{ MPa}$
- ovládání: pneumaticky/pružina
- průtok: $694 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



Obr. 3.11.22:

– příslušenství

- přímé šroubení: řada KGH10-04S
 - průměr: $\varnothing d = 10 \text{ mm}$
 - závit: G 3/8“



Obr. 3.11.23:

1.7 – řada EVR1220-F02 – pneumatický logický ventil funkce nebo – „OR“; kovové provedení

- připojení: 3/8“
- jmenovitá světlost: $\varnothing D_N = 10 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0,05 \div 1 \text{ MPa}$
- průtok: $722 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- teplota okolí: $-5 \div 70^\circ \text{C}$



Obr. 3.11.24:

– příslušenství

- přímé šroubení: řada KGH10-04S
 - průměr: $\varnothing d = 10 \text{ mm}$
 - závit: G 3/8“



Obr. 3.11.25:

1.8 – řada EVP 442 R-5YOB-02FA-Q –3/2 cestný ventil NO; elektromagneticky ovládaný , s lapovaným šoupátkem

- připojení P,R: 3/8“
- připojení A: 3/8“
- jmenovitá světlost: $\varnothing D_N = 10 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0,15 \div 1 \text{ MPa}$
- ovládání: elektromagneticky/pružina
- průtok: $2260 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



Obr. 3.11.26:

– příslušenství

- přímé šroubení: řada KGH10-04S
 - průměr: $\varnothing d = 10 \text{ mm}$
 - závit: G 3/8“



Obr. 3.11.27:

**1.9.1.10 – řada EVR1211-F10 – pneumatický logický ventil funkce A – „AND“;
s otočným přívodem o 360°**

- připojení: 3/8“
- jmenovitá světlost: $\varnothing D_N = 10 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0,05 \div 1 \text{ MPa}$
- průtok: $422 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- teplota okolí: $-5 \div 70^\circ \text{C}$



Obr. 3.11.28:

– příslušenství

- přímé šroubení: řada KGH10-04S
 - průměr: $\varnothing d = 10 \text{ mm}$
 - závit: G 3/8“



Obr. 3.11.29:

Ostatní příslušenství:

- plastová trubka: řada PUN 13x1,5 - SW; Polyamid; délka hadice ve svazku 50m

- pracovní tlak: 1,6 MPa
- barva: modrá
- min. poloměr: $R_{\min} = 30 \text{ mm}$
- vnější průměr: $\varnothing D = 13 \text{ mm}$
- vnitřní průměr: $\varnothing d = 10 \text{ mm}$



Obr. 3.11.30:

- plastová trubka: řada PUN 24x2 - SW; Polyamid; délka hadice ve svazku 50m

- pracovní tlak: 2,2 MPa
- barva: modrá
- min. poloměr: $R_{\min} = 40 \text{ mm}$
- vnější průměr: $\varnothing D = 24 \text{ mm}$
- vnitřní průměr: $\varnothing d = 20 \text{ mm}$

**Obr. 3.11.31:****- T - spojka: řada 6540; 2 ks**

- průměr: $\varnothing d = 10 \text{ mm}$

**Obr. 3.11.32:****- tlumič hluku se závitem řada AN110 -01; ze spékaného bronzu**

- připojení: 3/8"
- jmenovitá světlost: $\varnothing D_N = 10 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0,05 \div 1 \text{ MPa}$
- průtok: $1900 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- teplota okolí: $-5 \div 70^\circ\text{C}$

**Obr. 3.11.33:****- tlumič hluku se závitem řada AN120 -01; ze spékaného bronzu**

- připojení: 3/4"
- jmenovitá světlost: $\varnothing D_N = 20 \text{ mm}$
- rozsah tlaku: $0,05 \div 1 \text{ MPa}$
- průtok: $3200 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- teplota okolí: $-5 \div 70^\circ\text{C}$

**Obr. 3.11.34:**

- rozváděče lze připojit na základní či připojovací desku

4. Praktické ověření funkce navrženého obvodu

4.1 Popis měření

Praktické ověření funkce navrženého obvodu spočívá v simulaci skutečného stavu ovládacího pneumatického obvodu, hlavního řídicího rozváděče a dynamického chování plazmatronu. Měření bylo provedeno pomocí 2 různých řídicích rozváděčů. Rozváděče se liší hlavně ve velikosti průtočného množství.

Délka přívodní hadice byla také zvětšena. Ve skutečnosti je velikost přívodní hadice mezi řídicím rozváděčem a plazmatronem zvolena na velikost 4 m. Zatímco při měření byla nastavena na délku 4,5 m. Tato skutečnost ovšem není na škodu, nýbrž naopak z hlediska bezpečnosti a mezních stavů je výhodnější. Ovládací obvod byl sestaven na laboratorních trenažérech SMC Training.

Měření bylo provedeno pomocí měřicího přístroje M5050 a zaznamenáváno do PC. Při měření byl snímán jednak průběh plnění pracovní komory pneumatický motor pro kývavý pohyb CRX 25 od firmy STASTO. Dále byla také snímána doba kontaktu elektrod pomocí napětí, které bylo na elektrody přivedeno.

Byla ověřována funkce obvodu sníženým tlakem. Takto lze ověřit správnou funkci pro případ poklesu tlaku v rozvodné síti. Pracovní tlak v pneumatickém mechanismu byl nastaven na hodnotu $p = 0,45 \text{ MPa}$.



Obr. 4.1: Zapojení měřicího systému na plazmatron

4.2 Ovládací část

Ovládací obvod je sestaven výhradně z prvků SMC. Při ověření ovládacího obvodu byl nahrazen kyvný motor motorem přímočarým z důvodu lepší vizualizace. U této simulace bylo provedeno ověření správné funkce časového relé. Při zapojení ovládacího obvodu s časovým relé pneumatického obvodu vykonal požadovaný zdvih bez problémů. Zatímco při odstranění tohoto relé pneumatický motor neustále kmital mezi krajními polohami.



Obr. 4.2: Provedení ovládacího obvodu v laboratoři

4.3 Měřicí přístroj

Měření bylo realizováno jak už bylo uvedeno přístrojem M5050 Hydrotechnik (obr.4.3). Dva frekvenční vstupy umožňují připojení snímačů se vstupním signálem $3,5 \div 30$ V, a čtyři analogové vstupy slouží k připojení snímačů s vstupním signálem $0 \div 20$ mA, $4 \div 20$ mA nebo $0 \div 10$ V. Zařízení obsahuje také dvě vnitřní paměti pro ukládání naměřených hodnot. Výsledky jsou ve formě tabulky, nebo grafu s další možností připojení k PC.



Obr. 4.3: Měřicí zařízení Hydrotechnik M5050

Snímače Hydrotechnik:

Snímače firmy Hydrotechnik obr. 5.3 jsou standardně dodávány s měřícím zařízením M5050. Slouží ke snímání tlaku v rozsahu $-100 \div 600$ kPa a mají analogový výstup $4 \div 20$ mA.



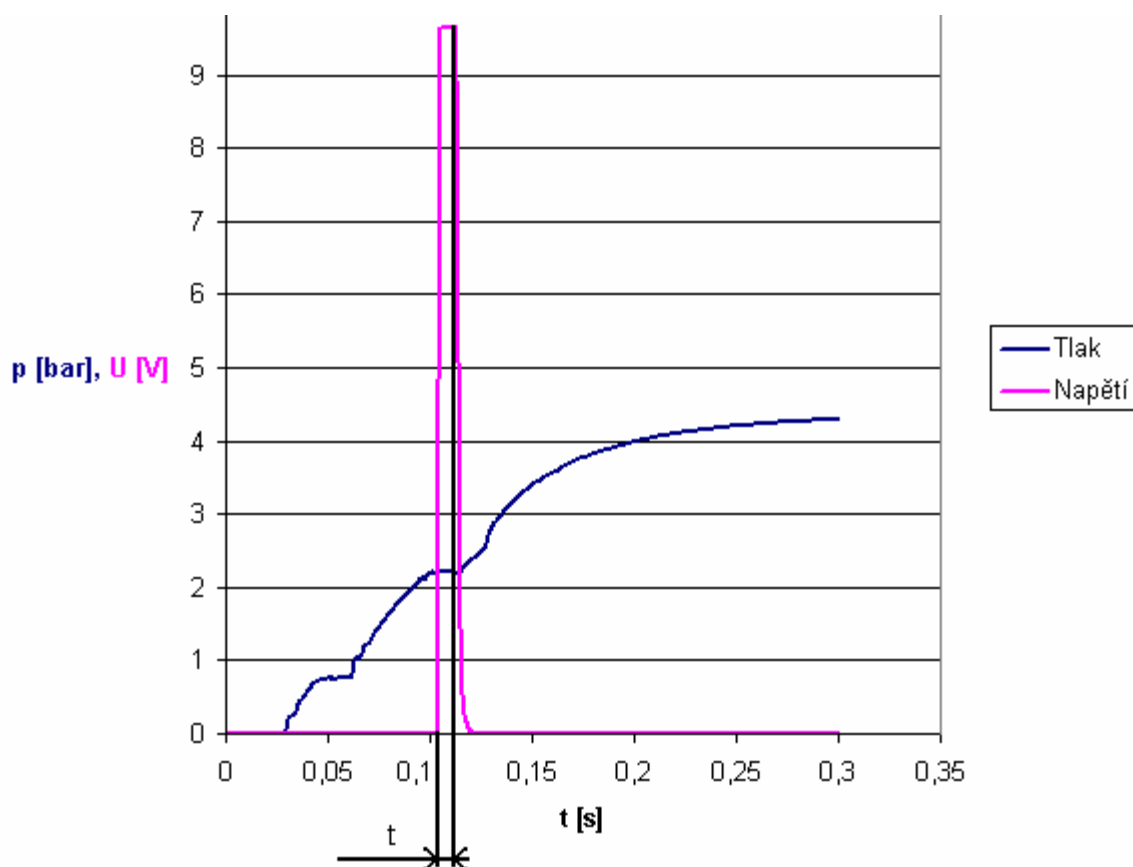
Obr. 4.4: Snímač firmy Hydrotechnik

4.4 Měření pomocí rozváděče firmy Bosch Rexroth TCO8

Parametry řídicího rozváděče Bosch Rexroth 5/3-cestný ventil, série TC08:

Průtok:	$Q = 3100 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Druh konstrukce:	šoupátkový ventil, bez překrytí
Provozní tlak min./max.:	-0,9 bar / 10 bar
Řídicí tlak min./max.:	3 bar / 10 bar
Teplota okolí a média min./max.:	-10°C / +70°C

Po sestavení obvodu jsme nastavili na časovou osu vzorkovací jednotku 0,001 s. Měříme tlak v komoře pístu a napětí při spojení obou elektrod. Jak již bylo uvedeno dříve pracovní tlak byl nastaven na hodnotu $p = 0,45 \text{ MPa}$. Napětí při spojení obou elektrod bylo nastaveno na hodnotu $U = 10 \text{ V}$. Provedeme simulaci a data zaznamenáme. Data převedeme do MS Excel, kde vyhodnotíme dobu spojení obou elektrod a porovnáme s maximální dovolenou dobou sepnutí. Naměřená hodnota by neměla být vyšší než maximální požadovaná hodnota, která nabývá hodnot $t_{\max} = 0,01 \text{ s}$.



Graf 4.1: Průběh měřených veličin u rozváděče Bosch Rexroth TC08

$$t_{\max} \geq t$$

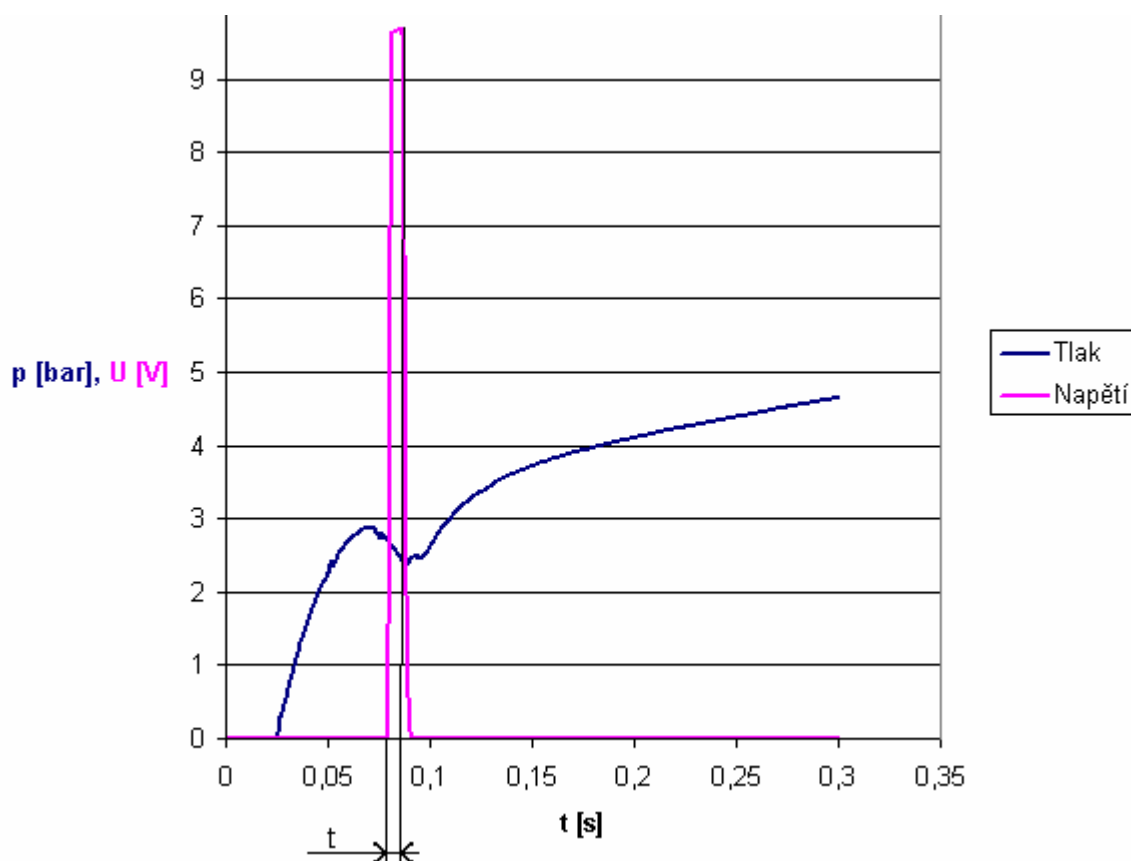
$$0,01 \text{ s} \geq 0,009 \text{ s} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.5 Měření pomocí rozváděče firmy Festo JH-5-1/8

Parametry řídicího rozváděče Festo 5/2-cestný ventil, série JH-5-1/8:

Průtok:	$Q = 500 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Druh konstrukce:	talířové sedlo
Provozní tlak min./max.:	0 bar / 10 bar
Řídicí tlak min./max.:	1,2 bar / 10 bar
Teplota okolí a média min./max.:	-10°C / $+70^\circ\text{C}$

Vzorkovací jednotka časové osy byla opět nastavena na hodnotu 0,001s. Parametry nastaveného tlaku i napětí zůstávají při obou měřeních na konstantních hodnotách. Naměřená hodnota by neměla být opět vyšší než maximální požadovaná hodnota t_{\max} .



Graf 4.2: Průběh měřených veličin u rozváděče Festo JH-5-1/8

$$t_{\max} \geq t$$

$$\underline{0,01 \text{ s} \geq 0,01 \text{ s} \Rightarrow \text{vyhovuje}}$$

Závěr měření: Podmínky (dobu 0,01s splní i rozváděč menší světlosti a to i při sníženém tlaku. Je ovšem dosaženo hraniční hodnoty doby kontaktu elektrod, kdy již hrozí jejich „svaření“. Při použití rozváděče velké světlosti a pracovního tlaku 600000 Pa by tedy k havárii zařízení nemělo dojít.

5. Alternativní varianty řešení

5.1 Řešení pomocí fluidního svalu MAS

Princip funkce fluidního svalu MAS od firmy FESTO spočívá v tom, že se jedná v podstatě o kontrakční membránu. Funguje jako zjednodušená hadice, která se pod tlakem zkracuje. Základní myšlenka spočívá v kombinaci pružné nepropustné hadice, která je ovinuta pevnými vlákny tvořícími kosočtvercový vzor. Tak vzniká trojrozměrná mřížková struktura. Pomocí vtékajícího média se mřížková struktura podélně deformuje a vzniká tažná síla v axiálním směru. Mřížková struktura také zajišťuje zkrácení při rostoucím vnitřním tlaku až do neutrálního úhlu.



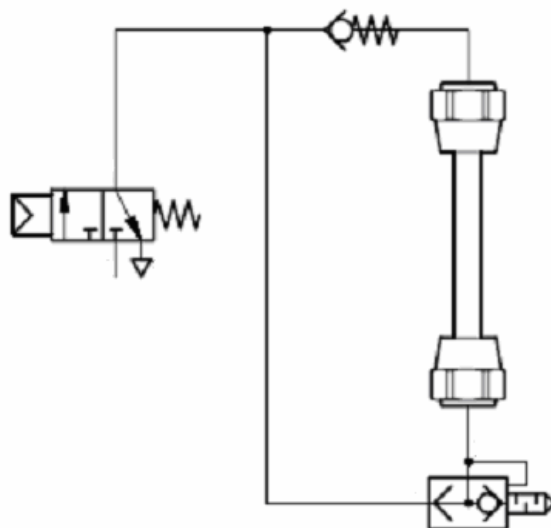
Obr. 5.1: *Pneumatický fluidní sval od firmy Festo*

„Sval“ dokáže vyvinout v protaženém stavu až desetkrát vyšší sílu než konvenční pneumatický válec o stejné velikosti a při stejné síle spotřebuje pouze 40 % energie. Pro stejnou sílu postačuje třetinový průřez, při stejné montážní délce je zdvih svalu kratší. Fluidního svalu lze užívat i ve velmi prašných prostředích což je v naší problematice velice důležité (kotelna je velice prašné prostředí). Membránový kontrakční systém je hermeticky uzavřený. Stlačený vzduch může proudit pouze přívodem vzduchu a ne stěnou hadice.

Pohyb svalu je velmi rovnoměrný a je zcela bez trhavého pohybu (bez stisk – slip efektu). Díky vysoké počáteční síle a velkému zrychlení se hodí extrémně lehký pneumatický sval MAS nejlépe do oblastí použití, kde se požadují vysoké taktovací frekvence a dynamika.

Připojení na pohonné medium se provádí snadno za pomoci dvou kuželových koncovek z eloxovaného lehkého kovu. Různé závity a koncovky přispívají k flexibilitě použití v nejrozmanitějších aplikačních oblastech [14].

Způsob zapojování fluidního svalu do pneumatického obvodu



Obr. 5.2: Způsob zapojení fluidního svalu do obvodu

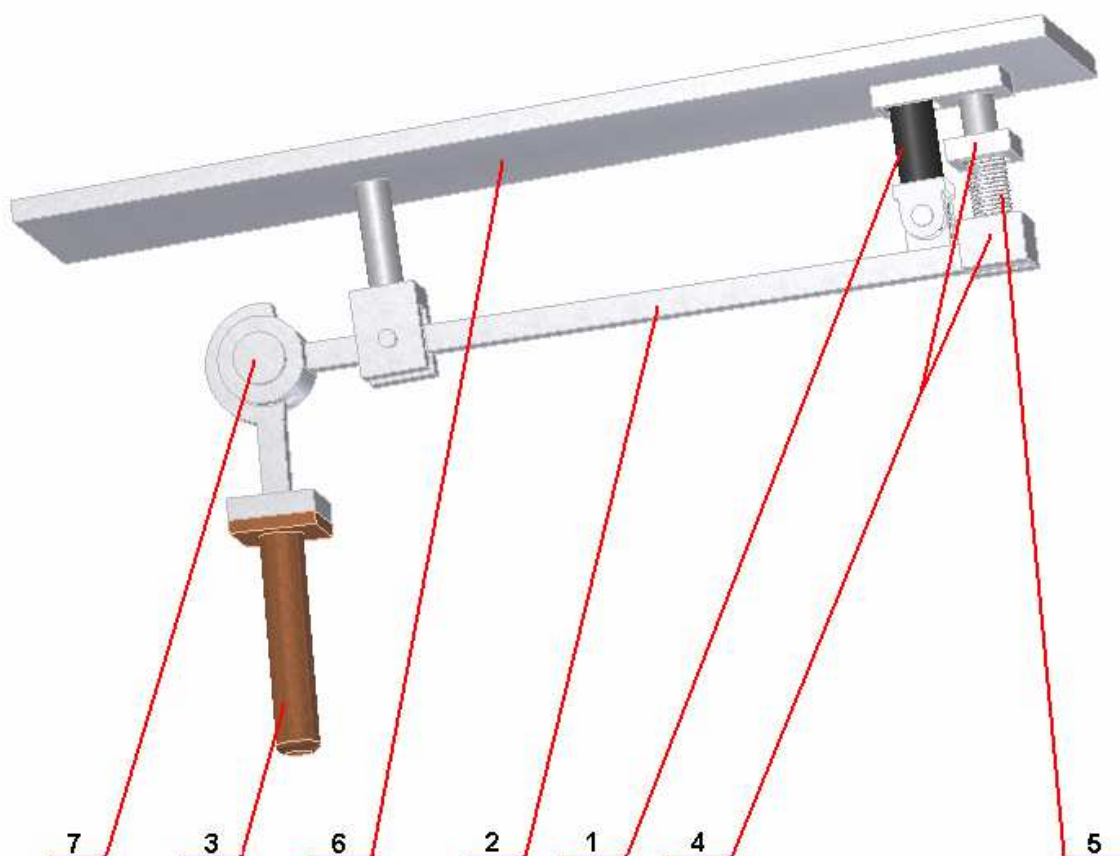
5.1.1 Konstrukční provedení systému s využitím svalu MAS

Jelikož je fluidní sval úplně jinak konstrukčně řešený prvek než pneumatický motor pro kývavý pohyb je patrné, že konstrukční provedení plazmatronu musí být částečně upraveno. Hlavním rozdílem mezi těmito prvky je vyvození základního pohybu. Zatím co pneumatický motor pro kývavý pohyb vyvozuje rotační pohyb u fluidního svalu je tento pohyb přímočarý. To má i stěžejní vliv na provedení celé konstrukce plazmatronu.

Další rozdíl mezi variantou s kyvným pneumotorem a fluidním svalem je ve vyvození vratného pohybu. Při využití kyvného pneumomotoru je vratný pohyb elektrody vyvolán pomocí excentricity konce hřídele. U provedení mechanismu s využitím fluidního svalu vyvolává zpětný chod elektrody tažná pružina. Ta je umístěna v uložení právě nad elektrodou. Na tuhosti této pružiny závisí rychlost vratného pohybu. Čím je tato pružina tužší tím je celý mechanismus rychlejší a naopak.

Rozdílná konstrukce je patrná i z konstrukčního prvku pro přenos požadovaného pohybu. U původní varianty je pro přenos pohybu s kyvného motoru využito rotačního hřídele. Varianta s fluidním svalem využívá pro přenos pohybu ojnice. Ojnice má funkci

jednoduché páky, která při zaplnění pracovního prostoru svaly vyvolá požadovaný pohyb. Elektroda musí být uchycena na ojnici pomocí kloubu. Pracovní mechanismus musí být pevně připevněn k rámu plazmatronu. Tento mechanismus má díky velké rychlosti vyvolané svařem vysokou taktovací frekvenci a dynamiku. Velkou nevýhodou takového systému je neschopnost regulovat nastavený zdvih mechanicky. Zdvih lze tedy regulovat pouze velikostí přiváděného tlaku do fluidního svalu. Návrh konstrukčního provedení mechanismu je patrné z obr. 5.3.



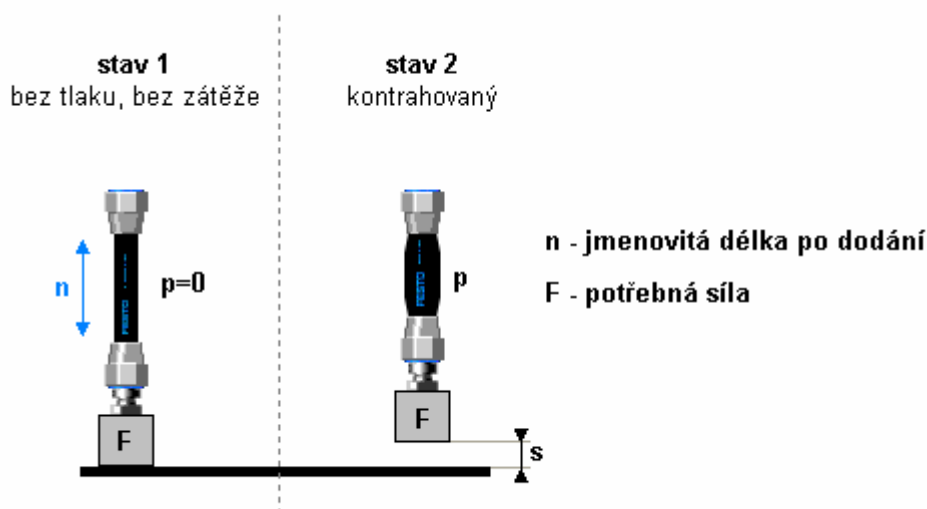
Obr. 5.3: Návrh konstrukční provedení pohybového ustrojí mechanismu

- 1) Fluidní sval MAS
- 2) Ojnice
- 3) Elektroda
- 4) Uložení pro tažnou pružinu
- 5) Tlačná pružina
- 6) Rám plazmatronu
- 7) Kloub pro uchycení elektrody

5.1.2 Výpočet a volba rozměrů fluidního svalu

Fluidní sval je v této variantě použit jako jednočinný tažný pohon a vykonává funkci přímočarého jednočinného pneumatického motoru. Dimenzování svalu je velice jednoduché jelikož je dostupný software na internetových stránkách firmy Festo s názvem Festo MuscleSIM. Softwarový nástroj snadno a rychle nasimuluje požadovanou aplikaci. K tomu samozřejmě patří také možnost výběru z kompletního příslušenství, seznamu dílů a projekčních dat. Základními parametry potřebnými pro kalkulaci a určení vhodné rozměrové řady svalu jsou:

- ✓ požadovaná změna délky (zdvih)
- ✓ nastavený tlak
- ✓ potřebná síla



Obr. 5.4: Pracovní stavy fluidního svalu

Jmenovitá délka je délka fluidního svalu bez zátěže, bez tlaku a ve stavu dodávky. Celková instalační délka je jmenovitá délka plus upevnění a příslušenství.

Sval je také koncipován jako tažný ovladač pro pohlčení pouze podélných sil. Maximálně přípustné jsou pouze následující chyby vyrovnaní:

- a) Chyba úhlového vyrovnaní $\pm 1^\circ$ mezi dvěma spoji.
- b) Chyba rovnoběžnosti v 0,8 mm při jmenovité délce (40mm)

5.1.3 Vykalkulované parametry ze softwaru Festo MuscleSIM

fluidní sval simulační software



534201 MAS-10-55N-AA-MC-O-EG

jmenovitá délka = 55 mm celková hmotnost bez příslušenství 0,093 kg
montážní délka kontrahovaný = 180 mm +/- 2 mm připojovací závit
montážní délka ve stavu bez tlaku = 189 mm +/- 2 mm

případ zátěže : zvedání nákladu z nosné plochy

Připojení bez sil je možné pouze tehdy, pokud přesouvaná zátěž spočívá na pevné podložce.
V tomto stavu se sval neroztahuje ani nestahuje.

vstupní hodnoty

požadovaná změna délky (zdvih)	9 mm	nastavený tlak	6 bar
potřebná síla	80 N		

výsledky

jmenovitá délka po dodání	54,6 mm	spotřeba vzduchu pro zdvih	0,049 l
stupeň kontrakce	16 %		

Nízké zatížení membrány svalu.

Hospodárný pracovní rozsah ve vztahu k poměru tlak-síla svalu.

kusovník

č. dílu	typ	označení	délka [mm]	počet
534201	MAS-10-55N-AA-MC-O	fluidní sval	55	1
6144	SG-M10x1.25	vidlicová koncovka SG	-	1

Další důležité parametry:

max. síla s aktivním omezovačem síly	400 N
max. přípustný tlak	8,0 bar
přípustná kontrakce	20 %
přípustné prodloužení	3 %

Mezi největší výhody patří zajisté i fakt, že jeho zatížitelnost je téměř neomezená. Fluidní svaly MAS vynikají především svou výrazně menší hmotností, která činí přibližně pouhou jednu desetinu hmotnosti kovového pneumatického válce se stejným vnitřním průměrem. Tlumení v koncových polohách je integrováno. Pomocí změny tlaku je možné jednoduše nastavovat polohu. Fluidní sval má ještě mnoho dalších zajímavých vlastností: flexibilní pohybové chování, variabilnost při montáži, žádné mechanické opotřebení, netečnost vůči nečistotě a odolnost vůči mnoha médiím, menší spotřeba tlakového vzduchu, téměř žádné netěsnosti a snadná přeprava. Nevýhodou fluidních svalů může být je teplotní omezení. Katalogy uvádějí maximální přípustnou teplotu 60°C.

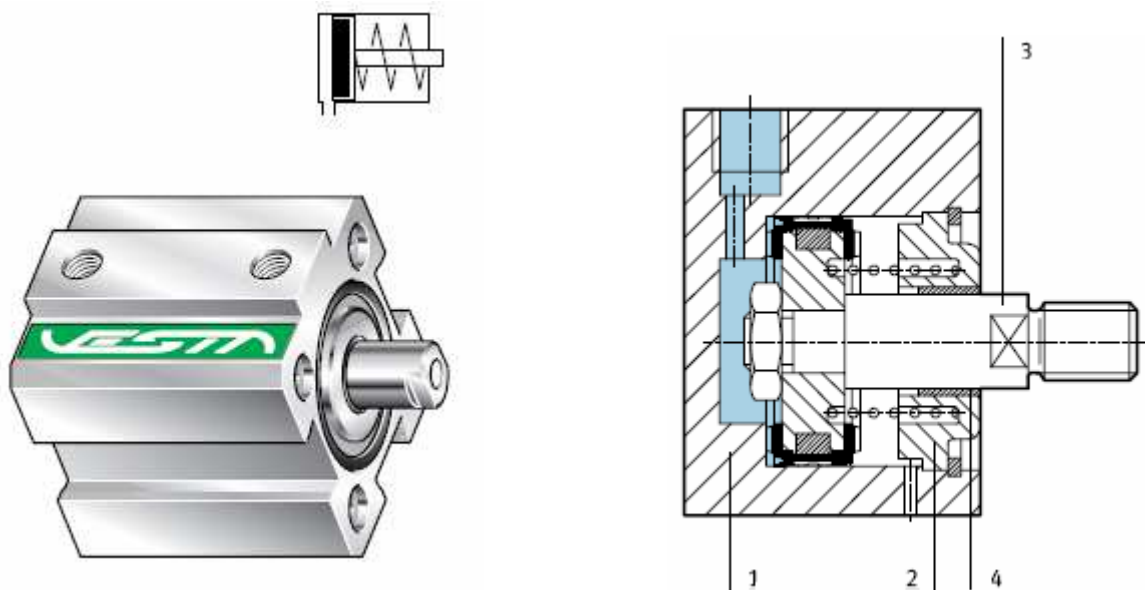
5.1.4 Uložení fluidního svalu v mechanismu

- Konstrukční provedení uložení je uvedeno v příloze č.2

5.2 Řešení pomocí přímočarého krátkozdvížného pneumatického motoru

K dalšímu možnému způsobu řešení zadaného problému by mohl být využit přímočarý pneumomotor pro malý zdvih. Jedná se o jednočinný motor s jednostrannou pístnicí. Jelikož se jedná o přímočarý pohyb válce musí se změnit celý převodový mechanismus. Nyní nebude hlavní pohyb zajišťovat vačka na hnaném hřídeli, ale požadovaný pohyb bude zajišťován přímo pístem válce. Zpětný pohyb pístu je zajištěn pružinou uvnitř pneumomotoru. Výrazně se zjednoduší konstrukce celého mechanismu. Píst dosahuje velkých zdvihových rychlostí. Možnost práce v náročném pracovním prostředí je určitě velkým plusem. Naproti tomu je mnohem obtížnější řízení velikosti zdvihu mezi oběma krajními polohami. Pro náš případ je dostačující pneumomotor SHSM 20 od firmy STASTO.

Trubka válce (1) a víko (2) je zhotoveno z eloxovaného hliníku. Pístnice (3) je vyrobena taktéž z eloxovaného hliníku což výrazně sníží nejen hmotnost celého motoru, ale i vykonání rychlosti zdvihu. Těsnění pístnice (4) je polyuretan. Na konci pístnice je vyřezán vnější závit, který umožňuje nejrůznější způsoby uchycení. Velikost zdvihu u takového válce je 10 mm. Celý motor má velmi rozmanité možnosti uchycení. Pevné uchycení motoru je pro náš případ navrženo pomocí patek. Jelikož se jedná o velice malé zdvihy odpadá potřebná kontrola pístnice na vzpěr.



Obr. 5.5: Pneumatický válec SHSM 20

Tímto způsobem řešení problému se již nadále nebudeme zabývat a to z několika zásadních důvodů. Vratný pohyb elektrody vykoná zdvih o velikosti 1,7 mm. Navržený pneumatický válec SHSM 20 má zdvih 10 mm. Jak už je patrné z velikosti zdvihu a elektrody a zdvihu válce, musel by být vytvořen zvláštní převod mezi těmito dvěma členy. To by bylo jen velmi těžce proveditelné z důvodu mála místa v okolí elektrody. Muselo by být také navržen zpětný pohyb elektrody nezávislý na pneumomotoru. V reálu by to znamenalo změnu konstrukce celého systému zapalovacího hořáku a tím nárůstu ceny celého systému, který je v tomto případě stěžejní. Mezi další nedostatky přímočarého krátkozdvížného motoru můžeme zařadit, že velikost motoru úměrně vzrůstá s rostoucí zatěžující silou. Motor by musel být dimenzován na zatěžující sílu 80 N. Píst by musel ještě překonávat sílu externích vratných pružin a tření. Externí vratné pružiny by toto řešení muselo obsahovat, jelikož pružina, která je vestavěna ve válci by elektrodu do základní polohy neutáhla. Dále by musely být přesně hlídány koncové polohy koncovým snímačem což by bylo velice obtížné.

5.3 Řešení pomocí hydromotoru pro kývavý pohyb

Tato možnost řešení problému se liší od předchozích způsobů. A to tím, že je jako pohon použit hydraulický mechanismus. Řešení tedy bude obdobné jako u pneumatického způsobu, který využítá motor pro kývavý pohyb. Kinematika pohybu vačky zůstává nezměněna. Pro náš způsob vratného pohybu elektrody bude nejvhodnější pístový dvojčinný

hydromotor s vnějším ozubením. Tyto hydromotory jsou poněkud robustnější, než pneumomotory stejné konstrukce. Úhel kyvu výstupního hřídele pastorku je určován velikostí zdvihu přímočaré části motoru, který lze měnit délkou válců a délkou ozubené pístnice. Z toho je patrné že úhel kyvu může být i větší než 360° . Pro nás bude dostačující úhel 180° . Jako hlavní nevýhodu tohoto způsobu řešení lze považovat značná choulostivost hydraulického obvodu na nečistoty. Dalším omezením je, že by obvod musel být umístěn přímo v kotelně, kde je teplota velmi vysoká ($60-70^\circ\text{C}$). Z bezpečnostních důvodů by v obvodu muselo být užito těžkozápalných kapalin (HFA ,HFB, HFC, HFD) , které mohou pracovat v prostředí s nebezpečím výbuchu nebo možnosti požáru. Hlavní nevýhodou takových kapalin je u některých typů vysoká cena. Za další nevýhodu by se dalo považovat velký zastavěný prostor. A to ať už od agregátu s nádrží nebo i jednotlivých prvků v obvodu hlavně pak hydromotoru a chladiče. Celý systém by byl také velmi hlučný a bylo by potřeba dobře odzvučnit místnost kde by byl uložen. Další potíže by mohly nastat v případě netěsnosti systému a jeho nepříznivému vlivu při úniku na životní prostředí. Tento způsobem řešení problému je velmi nevýhodný z hlediska nákladů na pořízení, která nám nepoměrně prodraží celé dílo.

6. Závěr

Úkolem této diplomové práce byl návrh pneumatického mechanismu zařízení, které bude zajišťovat řízení přímočarého vratného pohybu elektrody při zapalování práškové směsi s využitím plazmového hořáku.

V úvodu práce jsou popsány výhody, nevýhody, vlastnosti a parametry stlačeného vzduchu a jeho využití v automatizačním průmyslu. Návrh zahrnuje podrobný popis plazmového hořáku s detailním rozбором jednotlivých částí celého mechanismu. Součástí této kapitoly je také současný stav řešení celého mechanismu.

Následující kapitola se zaměřuje na samotný návrh pneumatického obvodu. Jsou zde uvedeny požadavky na řídicí obvod s popisem a parametry předdimenzovaného pneumatického motoru typu STASTO CRX 25. Je zde taky provedena početní kontrola řídicího obvodu na propustnost a výpočet obsahuje také výpočet spotřeby vzduchu. Specifikace prvků, která následuje je tvořena prvky zvolenými výhradně ze sortimentu firmy SMC. Poslední částí této kapitoly je popis funkce navrženého pneumatického obvodu s detailním rozбором chování jednotlivých částí obvodu. K tomuto rozboru byl využit program Automation studio 5.3, který potvrdil správnou funkci navrženého pneumatického obvodu.

V další kapitole se diplomová práce zabývá praktickým ověřením funkce navrženého obvodu. Praktické ověření spočívá ve skutečné simulaci daného obvodu, který byl připojen na plazmový hořák. Ovládací obvod byl sestaven na laboratorních trenažérech SMC Training. Testování bylo provedeno pomocí 2 různých řídicích rozvaděčů. Rozvaděče se liší hlavně ve velikosti průtočného množství. Z naměřených výsledků je patrné, že z hlediska bezpečnosti správné funkce mechanismu je výhodnější zvolit rozvaděč z větším průtočným množstvím.

Poslední částí diplomové práce je kapitola zabývající se alternativními variantami řešení. Zde se práce zaměřuje hlavně na variantu s využitím fluidního svalu MAS od firmy FESTO. U této varianty je provedeno detailní konstrukční provedení mechanismu s uložením fluidního svalu.

K diplomové práci je přiloženo schéma navrženého řídicího pneumatického obvodu, a sestavný výkres alternativního řešení s využitím fluidního svalu.

7. Seznam použité literatury

- [1] KOPÁČEK, J.: *Pneumatické mechanismy díl I. – Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB-TUO, 1996. 267 s. 1. vydání. ISBN 80-7078-306-0
- [2] KOPÁČEK, J.: *Pneumatické prvky a systémy díl 2. - Řízení pneumatických systémů*. Ostrava: VŠB-TUO, 2005. 94s. 2. vydání. ISBN 80-248-0879-X
- [3] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B.: *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VSB-TUO, 2005. 156s. 2. vydání. ISBN 80-248-0856-0
- [4] PAVLOK, B.: *Hydraulické prvky a systémy díl 1. – Kapaliny v hydraulických mechanismech. Hydrostatické převodníky*. Ostrava: VŠB-TUO, 2005. 156s. 2. vydání. ISBN 80-248-0857-9
- [5] PAVLOK, B.: *Hydraulické prvky a systémy díl 2 .- Řídící prvky hydrostatických systémů příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VSB-TUO, 2008. 150s. 1. vydání. ISBN 987-80-248-1827-6
- [6] KOPÁČEK, J.; ŽÁČEK, M.: *Cvičení z řízení pneumatických systémů*. Ostrava: VŠB-TUO, 2004. 94 s. 1. vydání. ISBN 80-248-0692-4
- [7] KOLEKTIV AUTORŮ. *SMC Training – stlačený vzduch a jeho využití*. Brno: SMC Industrial automation CZ s.r.o. 2. vydání. 334 s
- [8] BEATER, P. *Pneumatic drives : system design, modelling and control*. Berlin: Springer. 2007. 323 s. ISBN 978-3-540-69470-0
- [9] SCHMID, D. A KOL. *Řízení a regulace pro strojírenství a mechatroniku*. Z něm. Originálu přeložil Handlíř, J. 1. vydání. Praha: Europa – Sobotáles cz., 2005. 420 s. : il. ISBN 80-86706-10-9
- [10] Firemní podklady ORGREZ, a.s.

- [11] BARTOŠÍK, P. *Automa – Plasma ve strojírenství*. 2006, roč. 2006. č. 1, s. 19-22. ISSN: 1212-2681
- [12] KOLAT, P. *Tlakinfo – Plasma ve strojírenství*. 2008, roč. 2008. č. 3, s. 43-45. ISSN: 1212-2572
- [13] STASTO AUTOMATION s.r.o. *Katalog produktů*. [online] květen 2004. Dostupné z www: URL: <<http://www.stasto.cz/>>
- [14] FESTO s.r.o. *Katalog produktů*. [online] květen 2002. Dostupné z www: URL: <<http://www.festo.cz/>>
- [15] SMC s.r.o. *Katalog produktů*. [online] květen 2004. Dostupné z www: URL: <<http://www.smc.cz/>>
- [16] Bosch Rexroth s.r.o. *Katalog produktů*. [online] květen 2002. Dostupné z www: URL: <<http://www.boschrexroth.com/>>

8. Seznam příloh

Příloha č.1	Schéma pneumaticky řízeného obvodu
Příloha č.2	Alternativní řešení provedení uložení fluidního svalu
Příloha č.3	Schéma pneumatického obvodu s využitím alternativního řešení